

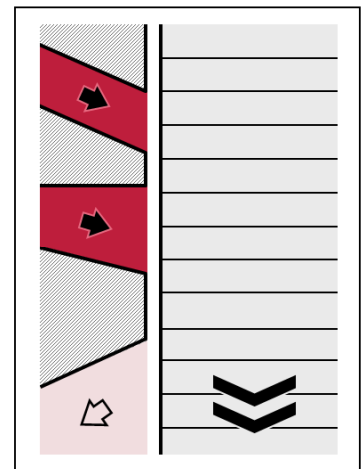
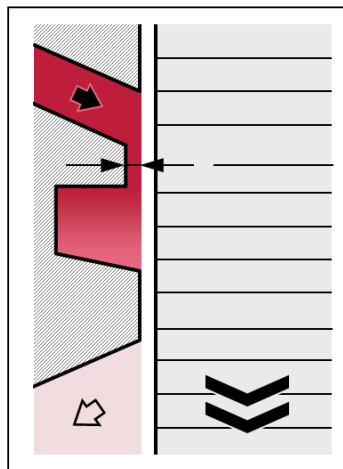
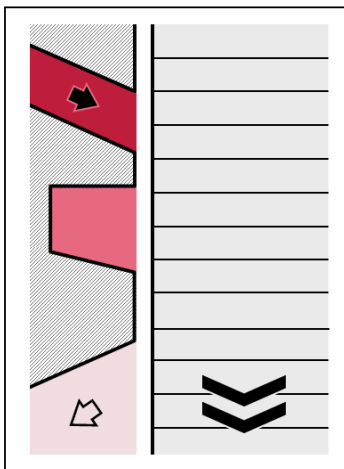


Technische
Universität
Braunschweig



Dipl.-Ing. Emanuel Binder

Untersuchungen zum Potential eines Verbrennungsmotors mit Druckwellenlader



Berichte aus dem ivb | Band 4 | Braunschweig 2015

Untersuchungen zum Potential eines Verbrennungsmotors mit Druckwellenlader

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Emanuel Binder (Dipl.-Ing.)

aus (Geburtsort): Erfurt

eingereicht am: 15. Juni 2015

mündliche Prüfung am: 21. August 2015

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts

Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende

2015

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand in der Abteilung Brennverfahren und Aufladung im Bereich Vorentwicklung der IAV GmbH in Berlin.

Herzlich danken möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts vom Institut für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Braunschweig für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit, sowie für seine wertvollen Anregungen in anspruchsvollen Gesprächen und Diskussionen. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende für die Übernahme des Koreferates sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Horst für die Übernahme des Vorsitzes der Promotionskommission.

Vielen Dank auch an Herrn Dr.-Ing. Fabian Fricke, Herrn Oliver Lang und Herrn Marco Kollmeier von der Benteler AG für die vertrauensvolle Kooperation, die Bereitstellung der Versuchsträger und die zahlreichen gemeinsamen Projektgespräche.

Herrn Marc Sens von der IAV GmbH gilt mein besonderer Dank für die Idee zu dieser Arbeit und deren Realisierung in seiner Abteilung. Seine vielen fachlichen Anregungen und seine stets uneingeschränkte Unterstützung waren entscheidend für den Erfolg dieser Arbeit. Für den intensiven Austausch über viele Jahre hinweg und die daraus entstandenen zahlreichen fachlichen Diskussionen danke ich besonders meinen Kollegen Herrn Dr.-Ing. Panagiotis Grigoriadis und Herrn Lars Böttcher. Ich danke weiterhin den Kollegen der Vorentwicklung und des Prüffelds in Berlin und insbesondere den ehemaligen studentischen Mitarbeitern, die mich bei dieser Arbeit tatkräftig unterstützt haben.

Schließlich danke ich meiner Familie für ihren Rückhalt und das stets große Vertrauen in mich. Großer Dank vor allem gilt meiner Partnerin Sarah, der ich für die bedingungslose Unterstützung und das Verständnis für die vielen Stunden meiner Abwesenheit während dieser Zeit ganz lieb danke.

Berlin, September 2015

Kurzfassung

Mithilfe der Abgasturboaufladung lässt sich der Kraftstoffverbrauch im Fahrzeugbetrieb durch das Anheben der spezifischen Motorleistung senken. Im Gegensatz zur mechanischen Aufladung verschlechtert sich jedoch mit der Abgasturboaufladung das Ansprechverhalten. Eine Möglichkeit den Zielkonflikt von Kraftstoffverbrauch und Ansprechverhalten zu lösen ist es, den Abgasturbolader durch einen Druckwellenlader zu ersetzen. Dieser überträgt die Abgasenergie direkt auf die Frischluft in Form von Druckwellen. Der direkte Kontakt von Frischluft und Abgas im Zellenrad ermöglicht auf der einen Seite eine nahezu verzögerungsfreie Energieübertragung. Auf der anderen Seite kann dieser auch zu unerwünschter Abgasrezirkulation und zum Durchspülen von Frischluft in den Abgastrakt führen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde sowohl das stationäre Potential als auch das Ansprechverhalten eines Ottomotors mit Druckwellenlader untersucht. Dazu wurden mehrere Druckwellenlader unterschiedlicher Größe am Heißgasprüfstand aufgebaut, um das stationäre Verhalten allein der Komponente experimentell zu ermitteln. Um die Effekte innerhalb des Druckwellenladers zu verstehen und daraufhin für die Weiterentwicklung der Komponente positiv zu beeinflussen, wurde zusätzlich ein Komponentenmodell auf Basis der eindimensionalen Gasdynamik aufgebaut. Da sich der Mischungsprozess darin nicht physikalisch abbilden lässt, wurde dieser separat in der dreidimensionalen Strömungsmechanik untersucht.

Die Spalte an den Zellenradenden haben den größten Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des Systems und müssen im Laufe der Entwicklung noch verringert werden. Durch eine andere Auslegung der Kantenwinkel in den Statorgehäusen ließe sich außerdem die Spreizung des Laders und damit die Motorvollast erhöhen. Die Erkenntnisse aus Komponenten-Versuch und -Simulation bildeten die Grundlage für die Anwendung des Druckwellenladers am Ottomotor. Um das Potential am Motor zu untersuchen, wurde ein aktueller Serienmotor mit Abgasturbolader aufgebaut und als Basis vermessen. Danach wurde das Serien-Aufladesystem durch einen Druckwellenlader ersetzt und erneut vermessen. Der Vorteil des Druckwellenladers offenbart sich bei hoher Motorleistung durch einen geringeren Abgasgegendruck, wodurch sich die Nennleistung steigern lässt. Auf der

anderen Seite konnte das Eckdrehmoment bei niedriger Drehzahl nicht erreicht werden, da der Gesamtwirkungsgrad und das Ausspülen von Restabgas aus dem Zellenrad nicht ausreichend war. Mithilfe eines Gesamtmodells aus Motor und Komponente konnte gezeigt werden, dass sich durch Verringern der Leckage infolge kleinerer axialer Spaltmaße das gleiche Eckdrehmoment wie in der Basis erreichen lässt.

Weiterhin stellt die Spülung des Druckwellenladers ein Problem für die Abgasnachbehandlung beim Ottomotor dar, da der dort eingesetzte Drei-Wege-Katalysator nur mit stöchiometrischem Abgas vollständig konvertieren kann. Daher wird der Katalysator zwischen Motorauslass und Druckwellenlader positioniert, wo er aber als eine Wärmekapazität das Ansprechverhalten behindert. Um dies zu kompensieren, wurde eine variable Flutenabschaltung mithilfe des Modells untersucht. Es zeigte sich, dass im stationären Fall die Spaltmaße weniger stark reduziert werden müssten und dass die Katalysatorstarttemperatur signifikant gesenkt werden kann, um gleiches Ansprechverhalten wie der Turbolader-Motor zu erreichen.

Für Dieselmotoren, die bereits über eine aufwändige selektive Abgasnachbehandlung verfügen, ist eine Positionierung des Druckwellenladers direkt nach Motorauslass zusammen mit einem Hilfsgebläse, welche die Spülung bei hohen Motorleistungen sicherstellt, denkbar. Außerdem kann der Druckwellenlader als AGR-Pumpe verwendet werden, um unabhängig vom Motorbetriebspunkt Abgas über das Zellenrad zu rezirkulieren.

Abstract

Turbocharging enables reducing the vehicle fuel consumption by means of increased specific combustion engine power. But in contrast to mechanical boosting turbocharging has a worse response behavior. One possible solution to solve the conflict between fuel consumption and response is to replace the standard turbocharger by a pressure-wave supercharger (PWS). This boosting device directly transfers exhaust energy to the fresh air by means of pressure waves. On the one hand the direct contact between exhaust gas and fresh air enables the nearly instantaneous response, on the other hand unwanted exhaust gas recirculation and scavenging of fresh air to the exhaust may occur.

The scope of this work was the steady-state and transient behavior of a gasoline engine boosted with a PWS. Therefore several PWS of different size were investigated on the hot gas bench to assess the steady-state behavior of the component itself. In order to understand the physical effects within the PWS and to further improve the device, a component model was set up based on one dimensional gas dynamics. Since the mixture process cannot be described by a one dimensional model, a separate three dimensional computational fluid dynamics model was used to investigate the effect. The axial gaps at each end of the rotating cell-wheel have the largest impact on the overall efficiency of the boosting system and it is a major scope of development to further decrease those gaps. In addition, a different layout of the timing of the port edges of the stators can increase the spread of the boosting system allowing a higher engine load.

The findings of the components tests and the simulation set up the base for the further application of the PWS on the gasoline engine. In order to investigate the potential of such an engine, an actual series engine with turbocharger was set up on the engine test bench to measure the base. Afterwards, the series boosting system was replaced by the PWS and the engine was measured again. The advantage of the PWS is especially at high engine power due to reduced back pressure allowing an increase of rated power. But the low-end-torque of the base could not be reached since the component's overall efficiency and the scavenging of the remaining gases within the cell-wheel was not sufficient. A complete model consisting of engine and PWS was then set up and used to predict measures to improve the low-end-torque. Again, the axial gaps turned out to have the largest influence and could lead to

the same engine torque of the base if reduced dramatically. Furthermore, the scavenging of the PWS creates a problem for the exhaust aftertreatment system which, in this case, is a simple three-way-catalyst that can only fully convert if fed with stoichiometric exhaust gas. Hence, the catalyst needs to be positioned between engine exhaust and PWS. But there the catalyst acts as a huge heat capacity hindering the response behavior. In order to compensate this effect, a variable scroll deactivation was investigated with the simulation model. Another finding highlights the fact that the axial gaps have to be reduced, but not as much as before. The catalyst starting temperature can be significantly reduced to reach same response behavior as the turbocharger engine.

Finally, for compression ignition engines, that are already equipped with a complex selective exhaust aftertreatment system, the PWS can also be positioned directly after the engine exhaust. The scavenging at high engine power is supported by an additional scavenging pump. Besides, the PWS can be used as EGR pump allowing an exhaust gas recirculation across the cell-wheel nearly independently of the engine operating point.

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis, Indizes und Abkürzungen	III
1 Einleitung	1
1.1 Allgemeines	1
1.2 Zielsetzung der Arbeit	2
2 Kenntnisstand	3
2.1 Bedeutung und Anwendungsbereiche des Druckwellenladers	3
2.2 Funktionsweise des Druckwellenladers	7
2.2.1 Kompression und Expansion	8
2.2.2 Interaktion mit Grenzflächen	12
2.2.3 Abgestimmter Druckwellenprozess	15
2.2.4 Nicht abgestimmter Druckwellenprozess	19
2.3 Interaktion mit dem Verbrennungsmotor	21
2.4 Modellierungsansätze	26
2.5 Auslegung	29
3 Vergleich Komponente HX vs. TL	33
3.1 Matching mithilfe des Nomogramms	34
3.2 Versuchsaufbau Heißgas-Prüfstand	37
3.3 Versuchsdurchführung	41
3.4 Messergebnisse	45
3.4.1 Aktuatoren	45
3.4.2 Kennlinien	47
3.4.3 Spülgegendruck	55
3.4.4 Interaktion von Motor und Aufladesystem	57
4 Komponenten-Modell	59
4.1 Physikalische Prozesse am Druckwellenlader	59
4.2 Ein-Zellen-Modell	61

4.2.1	Öffnen und Schließen der Zelle	61
4.2.2	Mischungsprozess	66
4.3	Voll-Zellen-Modell	70
4.4	Kalibrierung mit Heißgas-Prüfstandsmessungen	76
5	Vergleich Motor HX vs. TL	83
5.1	Versuchsaufbau am Motor-Prüfstand	83
5.2	Messergebnisse am Motor-Prüfstand	86
5.2.1	Stationär	86
5.2.2	Transient	102
5.3	Was muss verbessert werden?	105
6	Simulationsmodell – Motor	107
6.1	Modellaufbau	107
6.2	Stationäre Maßnahmen	108
6.2.1	Motorseitige Stellgrößen	109
6.2.2	Komponentenseitige Stellgrößen	111
6.2.3	Abgaspulsation	112
6.2.4	Leckage	115
6.2.5	Flutenabschaltung	119
6.3	Transiente Maßnahmen	123
6.3.1	Katalysator-Heizen	123
6.3.2	Variabler Querschnitt	124
6.3.3	Spülhilfe	128
7	Zusammenfassung und Ausblick	131
	Literaturverzeichnis	135
A	Anhang	A-1
A.1	Versuchsträger – Druckwellenlader	A-1
A.2	Versuchsträger – Motor	A-3
A.3	Versuchsaufbau Motor mit Druckwellenlader	A-4
A.4	Berechnungsgrößen	A-5
A.5	Motormodell – Flutenabschaltung	A-5

Symbolverzeichnis, Indizes und Abkürzungen

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
D	m	Durchmesser
E	J	Energie
F	N	Kraft
F_N	N	Normalkraft
H	J	Enthalpie
K	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$	Kompressionsmodul
M	Nm / -	Drehmoment / Machzahl
P	W	Leistung
P_e	W	effektive Motorleistung
Q	J	Wärme
R	$\frac{\text{J}}{\text{kg K}}$	spezifische Gaskonstante
$SREL$	—	relative Füllung (DWL)
T	K	Temperatur
V	m^3	Volumen

Symbol	Einheit	Bedeutung
V_H	m^3	Motorhubvolumen
\dot{V}	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$	Volumenstrom
W	N m	Arbeit
Z	$\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2 \text{ s}}$	akustische Impedanz
a	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Schallgeschwindigkeit
b_{eff}	$\frac{\text{g}}{\text{kWh}}$	spezifischer Kraftstoffverbrauch
c	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	axiale Strömungsgeschwindigkeit
c_p	$\frac{\text{J}}{\text{kg K}}$	isobare spezifische Wärmekapazität
Δp	bar	Differenzdruck
$f()$	—	Funktion von
g	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Erdbeschleunigung
h	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$	spezifische Enthalpie
m	kg	Masse
\dot{m}	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Massenstrom
n	min^{-1}	Drehzahl
p	bar	statischer Druck
p_{me}	bar	effektiver Mitteldruck
p_t	bar	Totaldruck
r	m	Radius
s	mm	Spaltmaß
t	s	Zeit
u	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Strömungs-, Umfangsgeschwindigkeit
w	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Relativgeschwindigkeit

Symbol	Einheit	Bedeutung
w_S	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Stoßgeschwindigkeit
x_{Abg}	%	Abgaskonzentration
x_{scvg}	%	Spülrate (DWL)
Δ	—	Differenz
Π	—	Druckverhältnis
α	°KW	Kurbelwinkellage nach Zünd-OT
α_{Q50}	°KW	Verbrennungsschwerpunktlage
α_{ZZP}	°KW	Zündzeitpunkt
η_e	—	effektiver Motorwirkungsgrad
η_{tot}	—	Aufladewirkungsgrad
φ	—	Rotorwinkel (DWL)
κ	—	Isentropenexponent
λ_V	—	Verbrennungsluftverhältnis
ρ	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Dichte

Indizes

Index	Bedeutung
0	Umgebung
1	Verdichtereintritt
2	Verdichteraustritt
3	Turbineneintritt
4	Turbinenaustritt

Index	Bedeutung
<i>Abg</i>	Abgas
<i>AI</i>	DWL-Lufteintritt
<i>AO</i>	DWL-Luftaustritt
<i>EI</i>	DWL-Heißgaseintritt
<i>EO</i>	DWL-Heißgasaustritt
<i>HX</i>	Hyprex-DWL
<i>Kat</i>	Katalysator
<i>L</i>	Ladeluft vor Ladeluftkühler
<i>M</i>	Motor
<i>N</i>	Normbedingung
<i>Nenn</i>	Nennbetriebspunkt
<i>R</i>	Reibung
<i>S</i>	Stoß (DWL)
<i>Saug</i>	nach Drosselklappe
<i>T</i>	Turbine
<i>TL</i>	Turbolader
<i>V</i>	Verdichter
<i>V,0</i>	Verdichter, normiert
<i>Zyl</i>	Zylinder
<i>a</i>	adiabat
<i>abs</i>	absolut
<i>aus</i>	Austritt
<i>eff</i>	effektiv

Index	Bedeutung
<i>ein</i>	Eintritt
<i>m</i>	mechanisch
<i>red</i>	reduziert
<i>s</i>	isentrop
*	Zwischenschritt

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AGR	Abgasrezirkulation
ANB	Abgasnachbehandlung
ATL	Abgasturbolader
COV	Varianz des indizierten Mitteldrucks
CP	Kompressionstasche
DK	Drosselklappe
DWL	Druckwellenlader
EP	Expansionstasche
ES	Kantenschieber
ESF	Kantenschieber-Faktor
EVO	Ventilsteuerzeit Auslass-Öffnet
GiSD	Variable Flutenabschaltung
GP	Gastasche
GPV	Gastaschenventil (Teil der Steuerwalze)

Abkürzung	Bedeutung
KW	Kurbelwinkel
IVC	Ventilsteuerzeit Einlass-Schließt
IVO	Ventilsteuerzeit Einlass-Öffnet
LET	Motorbetriebspunkt Drehmomentplateaubeginn
LOT	Ladungswechsel-OT
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OT/UT	Oberer/Unterer Totpunkt
Oxi	Oxidation (ANB)
PB	Power-Boost
PF	Partikel-Filter (ANB)
RG	Restgas
RP	Motorbetriebspunkt Nennleistung
RPM	Rotordrehzahl
SCR	Selektive-Katalytische-Reduktion (ANB)
SD	Flutenabschaltung
TL	Turbolader
VTG	variable Turbinengeometrie
WG	Wastegate
WP	Wellenpaket
ZOT	Zünd-OT
rpm	rounds per minute

1 Einleitung

1.1 Allgemeines

Moderne Fahrzeugmotoren sollen effizient sein und gleichzeitig ein sehr gutes Ansprechverhalten aufweisen. Diese grundsätzlich gegenläufigen Anforderungen bestmöglich zu erfüllen, ist neben der Senkung der Schadstoffemissionen die Hauptaufgabe der Forschung und Entwicklung moderner Verbrennungsmotoren. Mithilfe der Methode Aufladung lässt sich der Wirkungsgrad des Gesamtsystems Verbrennungsmotor im Fahrzeugbetrieb steigern. Dies geschieht zum einen durch Ausnutzung des Zylinderüberdrucks bei Auslass-Öffnet, bedingt durch das endliche Expansionsverhältnis des Kreisprozesses [1], und die Umwandlung in Ladungswechsel- (Abgasturboaufladung) oder Wellenleistung (Turbo-Compound). Zum anderen geschieht die Wirkungsgradsteigerung durch Verschiebung des Motorbetriebspunkts [2]. In modernen Pkw-Motoren wird hauptsächlich der positive Effekt der Betriebspunktverschiebung genutzt. Daraus resultiert zum einen das Downsizing, welches vorwiegend bei den quantitätsgeregelten Ottomotoren Verwendung findet, um den Anteil gedrosselten Betriebs zu verringern. Beschränkt wird der Aufladegrad hier durch unerwünschte Verbrennung vor oder auch nach Einleitung der Zündung. Zum anderen lässt sich durch Erhöhung des Mitteldrucks der Anteil der Reibleistung verringern – dieser Vorteil kommt dann auch den qualitätsgeregelten Motoren zugute. Bei den hauptsächlich emissionsgetriebenen Dieselmotoren kann durch Aufladung bei gleicher Motorleistung die Abgasmenge im Zylinder erhöht werden, wodurch die Schadstoffemissionsgrenze hin zu höheren Mitteldrücken verschoben werden kann.

Gegenüber den mechanischen Aufladesystemen, welche zur Betriebspunktverschiebung zusätzliche Wellenleistung benötigen, hat sich die Abgasturboaufladung durchgesetzt. Jedoch erfüllt die Abgasturboaufladung die zweite wichtige Anforderung, das Ansprechverhalten, zunächst nur unzureichend. Die zeitliche Umwandlung von Abgasenthalpie erst in Wellenarbeit und anschließend wieder in Ladeluftenthalpie ist dem Massenträgheitsmoment des Laufzeugs unterworfen. Durch Verbesserung der Energieumwandlungsprozesse an den Laufrädern von Enthalpie in mechanische Arbeit und umgekehrt, Erhöhung der

Abgasenthalpie (Stoßaufladung), sowie der Verringerung des Massenträgheitsmoments des Laufzeugs, lässt sich der systemimmanente Nachteil im Ansprechverhalten zwar vermindern, aber nicht eliminieren.

Im Gegensatz dazu überträgt der Druckwellenlader die Abgasenergie direkt auf die Frischluft ohne den Umweg über die mechanische Arbeit. Möglich wird dies durch das Ausnutzen der unterschiedlichen Ausbreitungsgeschwindigkeiten von Druck und Materie. In einem stark transienten Prozess kann der hohe Druck vom treibenden Abgas getrennt und auf die Frischluft übertragen werden, ohne dass sich beide Fluide zu stark miteinander mischen. Die dazu notwendigen zahlreichen, sich vielfach überlagernden Druckwellen, genauer Stöße und Expansionsfächer, machen eine analytische Beschreibung des Druckwellenprozesses sehr schwierig. Im Gegensatz zur Abgasturboaufladung gibt es für die Druckwellenaufladung bisher keine breite Methodengrundlage, weder für die Modellbildung noch für die Auslegung und Abstimmung auf einen entsprechenden Verbrennungsmotor.

Der direkte Kontakt von Frischluft und Abgas im Zellenrad ermöglicht auf der einen Seite eine nahezu verzögerungsfreie Energieübertragung, auf der anderen Seite kann dieser auch zu unerwünschter Abgasrezirkulation oder zum Durchspülen von Frischluft in den Abgastrakt führen. Die Integration des Druckwellenladers in ein modernes Motorkonzept mit Abgasnachbehandlung stellt daher eine besondere Herausforderung dar.

1.2 Zielsetzung der Arbeit

Mithilfe der 1D-Gasdynamik soll ein physikalisch basiertes Simulationsmodell eines Druckwellenladers aufgebaut und anhand von durchzuführenden Komponenten-Messungen abgestimmt werden. Mit dem aus dem physikalischen Modell erworbenen Verständnis sollen erste Rückschlüsse auf die optimale Geometrie und Betriebsstrategie unter verbrennungsmotorischen Randbedingungen möglich sein. Das abgestimmte Druckwellenlader-Modell soll danach in ein Motormodell unter Berücksichtigung des Abgasnachbehandlungssystems integriert werden. Weiterhin sollen stationäre Messungen am Gesamtsystem Motor mit Druckwellenlader durchgeführt werden, die als Grundlage für die Kalibrierung des Gesamtmodells dienen. Erste Maßnahmen zur Verbesserung des Ansprechverhaltens bzw. des Kraftstoffverbrauchs sollen experimentell untersucht werden. Mit den gewonnenen Erkenntnissen sollen zusätzliche Maßnahmen entwickelt und mithilfe des Gesamtmodells hinsichtlich ihrer Wirksamkeit untersucht werden. Ziel der Untersuchung ist es zu ermitteln, welches Potential der druckwellenaufgeladene gegenüber dem turboaufgeladenen Motor hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Ansprechverhalten hat und welche Maßnahme sich dafür am besten eignet.

2 Kenntnisstand

2.1 Bedeutung und Anwendungsbereiche des Druckwellenladers

Die Bedeutung des Druckwellenladers (engl. *pressure wave supercharger PWS*) als Aufladeaggregat ist nur ein Anwendungsgebiet der instationär arbeitenden Druckwellenmaschine. Die ursprüngliche Idee, die höhere Ausbreitungsgeschwindigkeit von Druck gegenüber Teilchen in einer transient arbeitenden Maschine zur Energieübertragung zu nutzen, ist mittlerweile über ein Jahrhundert alt. Einen detaillierten Einblick in die Geschichte der Druckwellenmaschine bietet [3].

Bereits 1906 fanden erste Untersuchungen an stationär arbeitenden Drucktauschern durch Knauff statt. 1928 wurde das Verfahren durch Burghard so erweitert, dass es Stöße und Expansionsfächer gezielt ausnutzt. Jedoch gab es zu dieser Zeit noch keine effiziente Methode zur Vorausberechnung des instationären Druckwellenprozesses, der sich im Zellenrad abspielt.

Während der 1940er Jahre wurde der dynamische Drucktauscher bzw. Druckwellenmaschine von Claude Seippel bei Brown, Boverie & Cie., Baden BBC weiterentwickelt. BBC (heute Asea Brown Boveri ABB) als eines der führenden Unternehmen im Bereich Energietechnik entwickelte zu der Zeit Gas- und Dampfturbinen für die Erzeugung elektrischen Stroms. Daher war der erste industrielle Einsatz der Druckwellenmaschine der in Kombination mit einer Gasturbine, wie z.B. für den Antrieb einer 3000-kW-Lokomotive [4]. Beim sogenannten wave-rotor-topping wird die Druckwellenmaschine zwischen Verdichteraustritt und Brennkammereintritt bzw. Brennkammeraustritt und Turbineneintritt geschaltet, um den Gasturbinenprozess durch Anhebung des Druckniveaus bei gleicher Turbineneintrittstemperatur effizienter zu machen [5]. Der Vorteil dieser Konfiguration ist, dass die hohen Gastemperaturen weg von der stationär beströmten Turbine hin zur Druckwellenmaschine verlegt werden. Diese kann durch ihren intermittierenden Betrieb, also durch das abwechselnde Beaufschlagen des rotierenden Zellenrades mit heißem und kaltem Gas ähnlich dem Brennraum des Verbrennungsmotors, höhere

Prozessspitzentemperaturen ertragen. Außerdem beträgt die Drehzahl nur etwa ein Drittel der einer vergleichbaren Turbomaschine [6]. Ebenfalls zu Anfang des 20. Jahrhunderts machte die Abgasturboaufladung ihre ersten Schritte. Angestoßen durch Alfred Büchi und seine Patentschriften zur Abgasturboaufladung und deren Kombination mit dem motorischen Ladungswechsel nach dem Prinzip der Stoßaufladung, wurden während der 1920er und 1930er Jahre u. a. in Zusammenarbeit von BBC mit Sulzer, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg MAN und der Schweizer Lokomotiven und Maschinen Fabrik SLM die ersten turbau aufgeladenen Dieselmotoren für die Anwendung in Schiffen und auch Lokomotiven entwickelt [7]. Die dafür verwendeten langsamlaufenden 4-Takt und in den 1950er Jahren auch 2-Takt-Dieselmotoren erfordern hohe Verdichterdruckverhältnisse von bis zu $\Pi_V = 5$ bei niedrigen Abgastemperaturen im vorwiegend stationärem Betrieb. Hier kann der Turbolader seine Stärken ausspielen. Die schnelllaufenden Verbrennungsmotoren in Straßenfahrzeugen hingegen erfordern ein schnelles Ansprechverhalten und haben sehr hohe Abgastemperaturen.

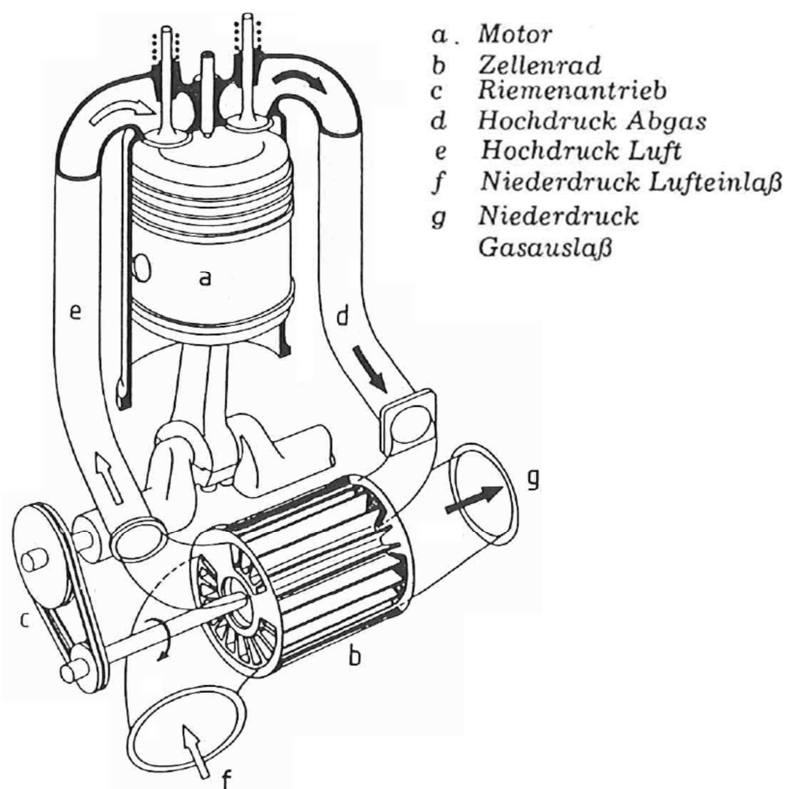


Abbildung 2.1: Schema der Funktionsweise des Comprex-Druckwellenladers nach [8]

Daher wurde die Druckwellenmaschine nach den Ideen von Berchtold bei I-T-E Circuit Breaker Company, Philadelphia zu einem Aufladeaggregat für einen schnelllaufenden Dieselmotor weiterentwickelt [9]. Daraus entstand der Druckwellenlader genannt Comprex (engl. *COMPR*ession-*EX*pansion), an dem dann in Zusammenarbeit von BBC und der

ETH Zürich in den 1960er Jahren weiter intensiv geforscht wurde [10, 11]. Abb. 2.1 zeigt das Schema des Comprex-Druckwellenlader mit seinen wichtigsten Bestandteilen. Das Abgas vom Verbrennungsmotor wird direkt über den Hochdruckeinlass in das Zellenrad geleitet, in dem der Druckaustausch mit der Frischluft stattfindet und als Ladeluft dem Motor zugeführt wird. Das Zellenrad wird hier über einen von der Kurbelwelle des Motors angetriebenen Riemen gedreht. Anhand der Querschnitte der Rohrleitungen und der Öffnungen im Zellenrad sind die Hoch- und Niederdruckkanäle bereits deutlich voneinander unterscheidbar. Um den gegenüber dem Turbolader größeren Druckwellenlader kompakter zu machen, wurde dieser bereits sehr frühzeitig zweiflutig ausgeführt, wodurch die Zellenradlänge bei gleicher Drehzahl halbiert werden konnte [12]. Weiterhin konnte der Betriebsbereich durch das zusätzliche Einbringen von Taschen zwischen den Ein- und Austrittskanälen stark vergrößert werden.

Zunächst wurden in den 1970er Jahren in begrenztem Umfang Lastkraftwagen mit Druckwellenlader hauptsächlich für den US-amerikanischen Markt ausgerüstet. Aufgrund der höheren Fertigungskosten [13] konnte sich der Druckwellenlader in diesem Segment noch nicht durchsetzen. Zur gleichen Zeit wurden in Europa zahlreiche Feldversuche an Personenkraftwagen mit verschiedenen Automobilherstellern durchgeführt [14, 15]. Dem Problem der hochfrequenten Geräusche konnte zum einen durch unregelmäßig breite Zellen [16] und weiterhin durch eine radiale Teilung des Zellenrades in zwei zueinander um eine halbe Zelle versetzte Zellen-Reihen [17] entgegnet werden. 1985 sollte der Druckwellenlader unter dem BBC-Markennamen Comprex nun endlich Verwendung in einer PKW-Kleinserie finden. Hierzu brachte Opel eine Sonderserie von 700 Stück des Senator mit 2,3-L-Dieselmotor und einem Comprex CX102 auf den europäischen Markt [18]. 1987 folgte dann die erste Serieneinführung durch Mazda mit einem 2,0-L-Dieselmotor im Capella 626 mit einer Auflage von 150000 Stück.

Bisher wurde der Rotor des Comprex-Laders über einen Riementrieb mit einem festen Übersetzungsverhältnis von der Kurbelwelle des Motors angetrieben. Dadurch war sowohl die Rotordrehzahl als auch die Einbausituation festgelegt. Diese Nachteile gegenüber dem Turbolader zu beheben war Ziel des 1989 von ABB und Mercedes-Benz gemeinsam entwickelten freilaufenden Comprex [19, 20]. Zusammen mit einem leichteren Keramik-Zellenrad [21] konnte sich dessen Drehzahl frei im Abgasmassenstrom einstellen, wodurch nicht nur höhere Lader-Wirkungsgrade sondern auch ein schnellerer Ladedruckaufbau erreicht werden konnte.

Als absehbar wurde, dass in Zukunft die verschärften Grenzwerte für dieselmotorische Schadstoffemission einen Partikelfilter erfordern würden, wurde auch dessen Auswirkung auf den Betrieb mit Comprex-Lader von der BBC, die mittlerweile mit Asea zur ABB fusionierte, untersucht [22]. Aufgrund der systemimmanenten Gegendruckproblematik des

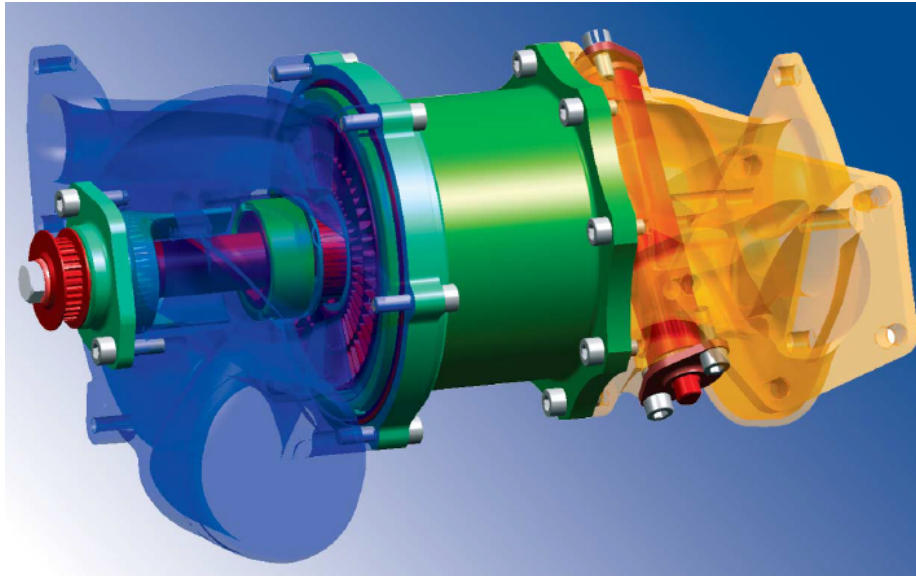


Abbildung 2.2: CAD-Darstellung des Hyprex-Druckwellenladers mit variabler Gastasche (siehe Steuerwalze in rot rechts) von Swissauto Wenko [23]

Druckwellenladers darf die Druckdifferenz über dem Niederdruckprozess nicht zu groß werden. Daher muss der Partikelfilter, der eine große Druckverluststelle darstellt, im Gegensatz zum Turbolader zwischen Abgaskrümmen und Aufladeaggregat positioniert werden. Die Untersuchungen im Vergleich mit verschiedenen Turbolader-Konzepten zeigten, dass der Partikelfilter eine sehr große thermische Trägheit für das System darstellt, die den Ladedruckaufbau so stark verlangsamt, dass der eigentliche Vorteil des Comprex, das schnelle Ansprechverhalten, bedeutungslos wird. Danach stand die Weiterentwicklung des Comprex nicht mehr im Fokus von ABB. Über verschiedene Unternehmen (Mazda, Caterpillar und Comprex AG) wurde die Entwicklungsarbeit nach und nach weitergetragen und schließlich von swissauto Wenko AG, Burgdorf fortgeführt. Auch swissauto Wenko arbeitete zusammen mit der ETH Zürich, mittlerweile unter der Leitung von Lino Guzella. Im Rahmen zunehmenden Downsizings und abseits der stark restriktiven dieselmotorischen Grenzwerte für Schadstoffe wurde der Comprex für den Betrieb an kleinen hochaufgeladenen Ottomotoren weiterentwickelt. Für das SmILE-Fahrzeug 1998 wurde ein Renault Twingo mit einem 360-ccm-2-Zylinder-Ottomotor mit einem Comprex CX64 ausgestattet [24, 25]. Neu war das Gastaschenventil (engl. *gas pocket valve GPV*), mit dessen Hilfe im Gegensatz zum bisherigen Bypass-Ventil das Hochdruckabgas noch für die Spülung des Druckwellenladers genutzt werden konnte. Die Funktion dieses Ventils wurde über einen drehbaren Zylinder mit entsprechenden Durchgangsöffnungen, der sogenannten Steuerwalze (siehe Abb. 2.2, rechts), realisiert. Der Drei-Wege-Katalysator befindet sich aufgrund der stöchiometrischen Abgaszusammensetzung zwischen Abgaskrümmen und

Druckwellenlader. Ein zusätzlicher Brenner wird allerdings nach [24] für das Aufheizen beim Kaltstart benötigt. Ein zusätzlicher Oxidationskatalysator ist dem Druckwellenlader nachgeschaltet. Um ausreichende Abgastemperatur und damit die Konvertierung des Oxidationskatalysators sicherzustellen, muss mit einer zusätzlichen Drosselklappe in der Saugluftstrecke die Verdünnung des Abgases durch die Spülluft begrenzt werden.

Die bereits erwähnten Weiterentwicklungen am Comprex kumulierten nun in einer neuen Generation von Druckwellenladern, die von swissauto Wenko unter dem Markennamen Hyprex geführt wurde. Der Hyprex-Druckwellenlader ist beispielhaft in Abb. 2.2 dargestellt. Dieser kam im Rahmen des SAVE-Konzepts 2005 in einem VW GOL mit 1,0-L-4-Zylinder-Ottomotor zum Einsatz. Der dort eingesetzte Hyprex-Druckwellenlader HX95 verfügt über einen elektrischen Rotorantrieb, um die optimale Drehzahl für den Druckwellenprozess einzustellen und über eine Gehäuseverstellung auf der kalten Seite. Mit ihrer Hilfe lässt sich der Betriebsbereich erweitern und insbesondere das Kaltstartverhalten verbessern [23, 26]. Dabei wurde der Oxidations-Katalysator durch ein speziell beschichtetes Zellenrad ersetzt. Das Problem der thermischen Trägheit des dem Druckwellenladers vorgeschalteten Drei-Wege-Katalysators blieb jedoch. Eine Möglichkeit, diesen Effekt zu mindern, ist es die Katalysator-Wandtemperatur bereits im stationären Betrieb zu erhöhen, was allerdings meist zu Einbußen im Kraftstoffverbrauch führt.

Nach der ersten erfolgreichen Umsetzung eines VW Golf 5 als Hyprex-Demonstrationsfahrzeug im Jahr 2008 wurde nach Entwicklungsmöglichkeiten und einem Partner für den Serieneinsatz gesucht. Nachteilig war für den Druckwellenlader jeher das aufwendig, meist mithilfe von Drahterosion, herzustellende Zellenrad. Die Benteler AG, Paderborn, mit umfangreichen Erfahrungen in der Blechverarbeitung, entwickelte ein Zellenrad, welches wesentlich einfacher aus mehreren Blechen thermisch gefügt werden konnte. Seitdem wird das Hyprex-System in unterschiedlichen Baugrößen von Benteler weiterentwickelt und ist derzeit das einzige dem Autor bekannte Unternehmen, welches moderne Druckwellenlader herstellt.

2.2 Funktionsweise des Druckwellenladers

Die Druckwellenmaschine (engl. *wave rotor, pressure wave machine*) zeichnet aus, dass sie Energie von einem Treibgas auf ein Nutzgas allein unter Ausnutzung gasdynamischer Prozesse wie Kompression und Expansion überträgt. Dieser Druckwellenprozess findet periodisch innerhalb eines mit vielen Zellen bestückten Zellenrades statt. Die Kompressions- und Expansionsvorgänge werden dabei durch Öffnen und Schließen des Zellenrades zu den Ein- und Auslasskanälen zeitlich gesteuert, wozu sich entweder das Zellenrad oder die

entsprechenden Gehäuse mit den Kanälen drehen. Unterschieden wird zwischen Maschinen mit radial und axial angeordneten Zellen und innerhalb der Axialmaschinen weiterhin zwischen Gleichstrom- (engl. *through flow*) und Umkehrstromprinzip (engl. *reverse flow*). Der Druckwellenlader, wie er heute verwendet wird, ist demnach eine Axialmaschine mit Umkehrströmung bei der allein das Zellenrad gegenüber den feststehenden Gehäusen (Statoren) rotiert. Diese Variante hat sich für die Anwendung als Aufladeaggregat als am einfachsten und effizientesten erwiesen [11].

Durch das gezielte Öffnen und Schließen der Kanten sowie durch Interaktion mit den Wänden und Phasengrenzen, hauptsächlich begründet durch die unterschiedlichen Drücke der angrenzenden Kanäle und Taschen, lassen sich gezielt Druck- oder Expansionswellen des gewünschten Druckverhältnisses erzeugen. Die Eigenschaften dieser Druckwellen bzw. Störungen weichen aufgrund der für den motorischen Betrieb notwendigen großen Amplituden stark vom annähernd linearen Verhalten der Schallwellen bzw. Elementarwellen (kleine Störungen) ab und sollen daher im nächsten Abschnitt näher erläutert werden.

2.2.1 Kompression und Expansion

Druckwellen in gasförmigen Medien wie Luft breiten sich als Longitudinalwellen aus. Das bedeutet, dass die Oszillation parallel zur Ausbreitung der Störung verläuft. Abb. 2.3 zeigt eine Störung, die sich innerhalb der Raum-Zeit-Ebene ausbreitet. Das gasförmige Medium in einem Rohr kann dabei vereinfacht als eine lange Kette von Teilchen gedacht werden. Die massebehafteten Teilchen sind dabei mit ihren Nachbarn jeweils durch eine Feder verbunden. Im ungestörten Zustand befinden sich alle Teilchen auf ihren regulären Gitterplätzen. Erst wenn ein Teilchen ausgelenkt wird und sich der Abstand zu seinem Nachbarn ändert, entsteht eine Federrückstellkraft. Diese wird dann auf das

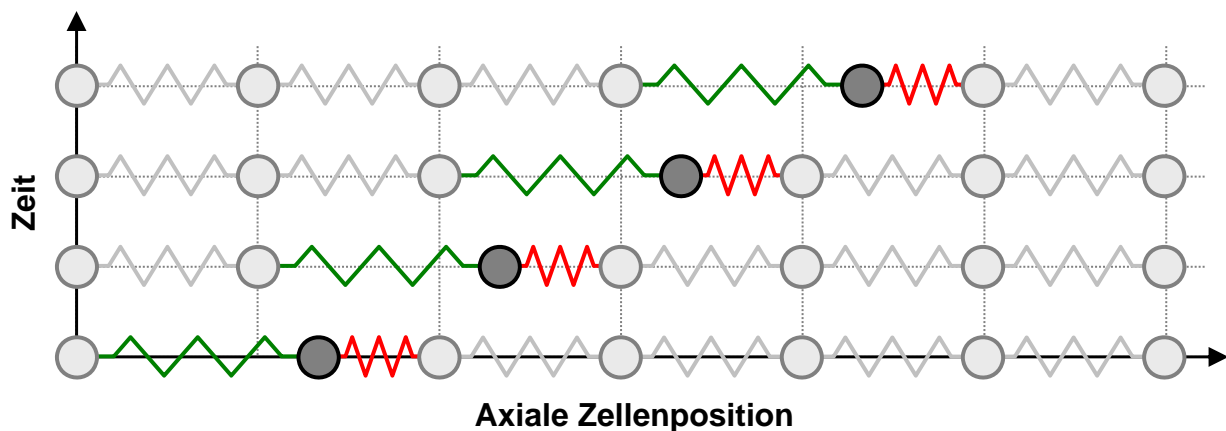


Abbildung 2.3: Ausbreitung einer Störung als Longitudinalwelle in der Raum-Zeit-Ebene

Nachbarteilchen übertragen und die Störung breitet sich aus. Je steifer die Feder, desto größer die wirkenden Kräfte bei gleicher Auslenkung. Um die Lage der Teilchen zu ändern, muss aber deren Masse zunächst beschleunigt werden. Sehr träge Teilchen verlangsamen daher die Ausbreitung der Störung. Daher hängt die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Störungen bei Gasen, analog zu Festkörpern, von der Federsteifigkeit, beschrieben durch den Kompressionsmodul K , und der Dichte ρ ab. Für adiabatische Zustandsänderungen unter der zusätzlichen Annahme eines idealen Gases ergibt sich folgender Zusammenhang für die lokale, also mit der Strömung mitbewegte, Schallgeschwindigkeit a :

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \stackrel{\text{adiabat}}{\Downarrow} \sqrt{\frac{\kappa p}{\rho}} \stackrel{\text{id. Gas}}{\Downarrow} \sqrt{\kappa R T} \quad (2.1)$$

Die Richtung der Auslenkung der Teilchen ist entscheidend für die Ausbreitung der Störung, denn werden die Teilchen infolge von Druckunterschieden in Bewegung gebracht, so überlagert sich die Störung der Strömungsgeschwindigkeit in gleicher Richtung. Im Gegensatz zu Transversalwellen können sich daher Störungen im longitudinalen Fall schneller ausbreiten als dies die Schallgeschwindigkeit des ungestörten Mediums zuließe. Druckwellen, wie sie im Druckwellenlader auftreten, sind Störungen mit sehr großen örtlichen Druckunterschieden. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit dieser Störungen unterscheidet sich daher von der Schallgeschwindigkeit. Weiterhin beeinflusst der Druck auch alle Eigenschaften des ihn umgebenden Fluids, wie Dichte, Temperatur und die Strömungsgeschwindigkeit. Abb. 2.4 links zeigt die charakteristische Druckverteilung in einem Stoßwellenrohr. Der Fall des Stoßwellenrohrs wird gerne verwendet, um die Eigenschaften starker Störungen experimentell zu untersuchen und um die Genauigkeit und Stabilität unterschiedlicher numerischer Verfahren der instationären Gasdynamik zu

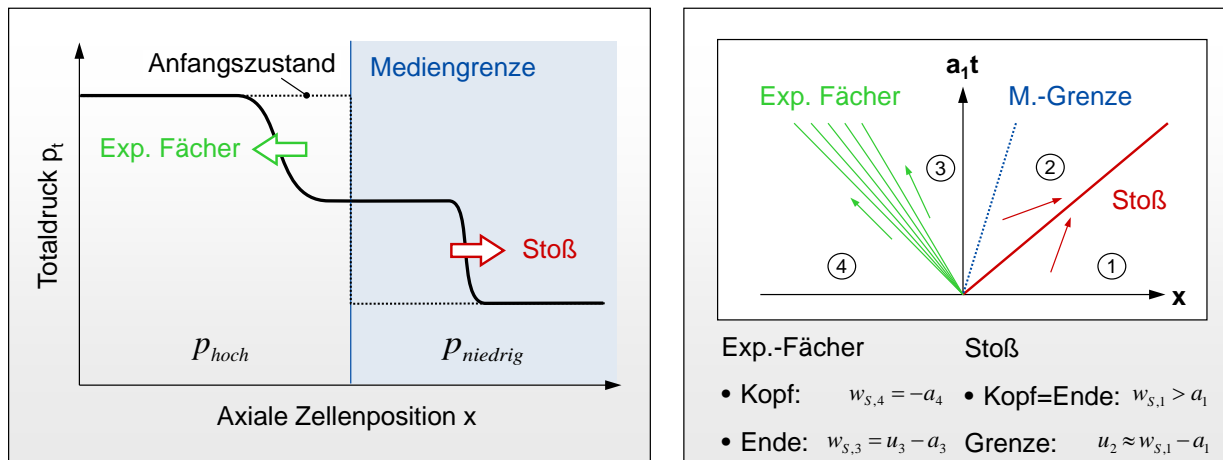


Abbildung 2.4: Stoßwellenrohr (links) und Wellendiagramm (rechts) in Anlehnung an [27]

bewerten [28]. Zu Beginn sind die zwei Bereiche unterschiedlichen Drucks durch eine Membran getrennt, die dann schlagartig platzt. Von der Phasengrenze breitet sich in den Bereich hohen Drucks (links) ein Expansionsfächer und in den Bereich niedrigen Drucks (rechts) eine Stoßwelle kurz Stoß (engl. *shock*) aus. Der Stoß induziert eine positive Strömungsgeschwindigkeit in Richtung seiner Ausbreitungsrichtung – die Mediengrenze wandert nach rechts. Der Stoß selbst breitet sich dabei mit Überschall aus.

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit des Stoßes steigt mit dessen Druckverhältnis. Die induzierte Strömungsgeschwindigkeit steigt ebenfalls, beträgt aber stets nur einen Bruchteil der Ausbreitungsgeschwindigkeit des Stoßes selbst. In Abb. 2.4 rechts ist ein Wellendiagramm dargestellt, indem der Unterschied anhand der unterschiedlichen Steigungen der Kurven für Mediengrenze und Stoß abgelesen werden kann. Dieser Laufzeitunterschied stellt das grundlegende Wirkprinzip aller dynamischen Druckwellenmaschinen dar.

Abb. 2.5 zeigt die Stoß-Ausbreitungsgeschwindigkeit, die induzierte Strömungsgeschwindigkeit und den Temperaturanstieg infolge unterschiedlicher Stoß-Druckverhältnisse. Für Verbrennungsmotoren typische Stoß-Druckverhältnisse im Bereich bis etwa $\Pi_S = 3$ werden Stoß-Machzahlen von etwa $M_S = 1,65$ und Strömungsgeschwindigkeiten von etwa $M = 0,85$ erreicht. Die Größen M'_S und M' stellen die Machzahlen für Stoß und Strömung bezogen auf den Zustand nach dem Stoß dar. Durch den Temperaturanstieg infolge Verdichtung sinkt zwar die Stoß-Machzahl, bleibt aber dennoch größer eins. Um den Stoß als gasdynamische Zustandsänderung analytisch zu erfassen, betrachtet man diesen als eine infinitesimal kleine Übergangszone (Singularität) innerhalb der sich alle Zustandsgrößen und insbesondere

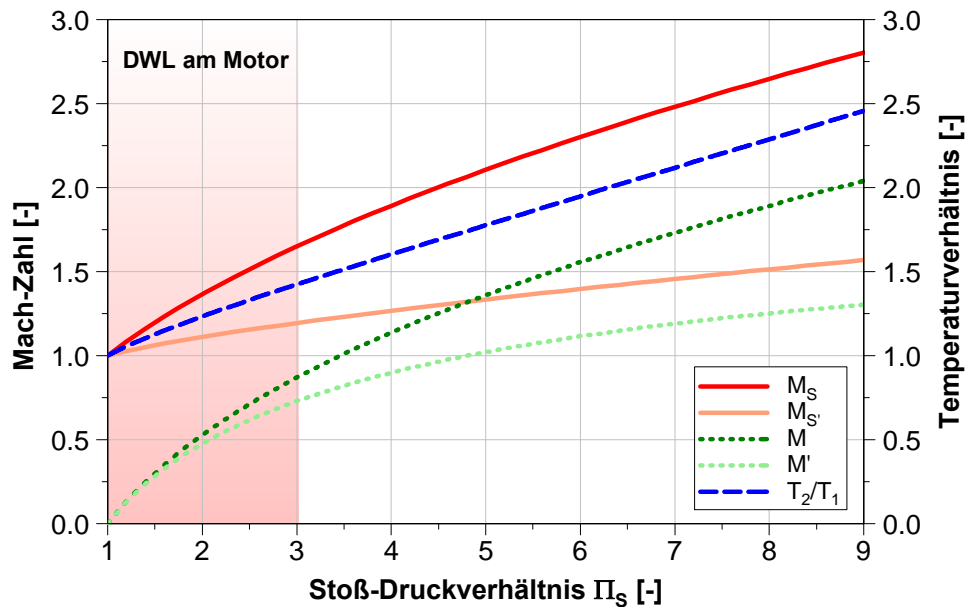


Abbildung 2.5: Stoß-Machzahl, Strömungsgeschwindigkeit und Temperatur in Abhängigkeit vom Stoß-Druckverhältnis in Anlehnung an [29]

der Druck schlagartig ändern. Um die drei Erhaltungsgrößen Masse, Impuls und Energie bilanzieren zu können, benötigt man einen Kontrollraum. Dafür wird ein infinitesimal kleines Volumen gewählt, welches den Stoß umschließt und sich mit ihm mitbewegt [26, 30]. Abb. 2.6 zeigt den Stoß und die Systemgrenze in der mitbewegten Betrachtung. Index 1 bezeichnet dabei den ungestörten Zustand vor und 2 den geänderten Zustand nach dem Stoß. Mithilfe von Massen- und Impulsbilanz erhält man die vom Stoß induzierte Strömungsgeschwindigkeit.

$$\Delta u_S = u_2 - u_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho_1 \cdot w_S} = \frac{\Delta F_S}{\dot{m}} \quad (2.2)$$

Über dem Stoß besteht ein Kräfteungleichgewicht – die resultierende Kraft zeigt dabei in Richtung des niedrigeren Drucks p_1 und damit in Stoßrichtung. Dadurch wird das Fluid in dieselbe Richtung beschleunigt. Erweitert man den linken Teil von Gleichung 2.2 mit der Querschnittsfläche, so lässt sich Δu_S auch als Verhältnis der resultierenden Kraft ΔF_S und dem eintretenden und entgegenwirkendem Massenstrom \dot{m} darstellen.

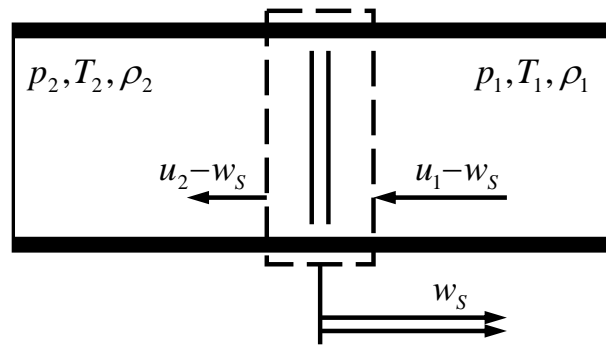


Abbildung 2.6: Ausbreitung des Stoßes in einem Rohr in Anlehnung an [26, 30]

Zieht man weiterhin die Energiebilanz hinzu, so lässt sich die Ausbreitungsgeschwindigkeit des Bilanzvolumens und damit auch des Stoßes w_S bestimmen. Für Schallwellen ist diese gleich der Schallgeschwindigkeit a_1 , da die Fluideigenschaften nach der Störung unverändert bleiben. Beim Stoß jedoch ist die spezifische Enthalpie des Fluides nach dem Stoß höher. Bezogen auf das Bilanzvolumen bedeutet dies, dass auf dessen Rückseite (stromauf des Stoßes) ein größerer Totalenthalpiestrom austreten würde als auf dessen Vorderseite eintritt. Die einzige Möglichkeit das Gleichgewicht wiederherzustellen ist es, die geringere spezifische Enthalpie des eintretenden Fluids durch höhere spezifische kinetische Energie auszugleichen. Dies bewirkt der Stoß, indem er sich schneller ausbreitet als die Schallwelle – die Energiebilanz bleibt ausgeglichen.

$$w_S = u_1 + a_1 \sqrt{1 + \frac{\kappa_1 + 1}{2\kappa_1} (\Pi_S - 1)} \quad (2.3)$$

Mithilfe der nun bekannten Stoß-Ausbreitungsgeschwindigkeit w_S lässt sich die induzierte Strömungsgeschwindigkeit u_2 umschreiben.

$$u_2 = u_1 + \frac{a_1}{\kappa_1} (\Pi_S - 1) \sqrt{\frac{\frac{2\kappa_1}{\kappa_1 + 1}}{\Pi_S + \frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1 + 1}}} \quad (2.4)$$

Gleichung 2.4 zeigt, dass die induzierte Strömungsgeschwindigkeit nur von dieser Druckdifferenz bzw. dem Stoß-Druckverhältnis Π_S und dem Zustand des ungestörten Mediums abhängt. Die Dichteänderung folgt aus der Massenbilanz unter Zuhilfenahme der nun bekannten Ein- und Austrittsströmungsgeschwindigkeiten des Bilanzvolumens. Zusammen mit der Zustandsgleichung für ideale Gase ergibt sich die Temperatur nach dem Stoß [26].

$$T_2 = T_1 \Pi_S \frac{\Pi_S(\kappa_1 - 1) + \kappa_1 + 1}{\Pi_S(\kappa_1 + 1) + \kappa_1 - 1} \quad (2.5)$$

Breitet sich eine räumlich ausgedehnte Störung aus, so ändert sich deren Druckverlaufsprofil umso mehr Weg diese zurücklegt. Eine Störung mit Druckverhältnis größer eins stellt sich auf – sie wird zum Stoß [31, 32]. Während bei Druckverhältnissen größer eins Störung und induzierte Strömungsgeschwindigkeit (genauer die Differenzgeschwindigkeit) gleichgerichtet sind, wird für Druckverhältnisse kleiner eins, eine der Störung gegenläufige Strömungsgeschwindigkeit induziert. Im Gegensatz zum Stoß entsteht daher im idealen Fall nicht eine Linie, sondern ein Expansionsfächer (in Abb. 2.4 rechts angedeutet durch mehrere Charakteristiken unterschiedlicher Steigung). Das Aufweiten der Störung entsteht dadurch, dass die Störung, im Gegensatz zum Stoß, durch das von ihr beeinflusste Medium läuft. Daher breitet sich der Kopf des Expansionsfächers höchstens mit Schallgeschwindigkeit und dessen Ende stets subsonisch aus.

2.2.2 Interaktion mit Grenzflächen

Die Akustik bietet aufgrund der vereinfachten Annahme einer eindimensionalen reibungsfreien isentropen Strömung einen anschaulichen Zugang zu den gasdynamischen Vorgängen in Rohrleitungen, die ansonsten nur mithilfe numerischer Methoden berechnet werden können. Bei sich ändernder Temperatur und sehr großen Druckamplituden wird die akustische Betrachtung zunehmend ungenauer [33]. Für das Verständnis grundlegender Zusammenhänge soll hier die Akustik dennoch herangezogen werden.

Grenzflächen sind überall dort zu finden, wo sich der Widerstand des Mediums gegen das Ausbreiten von Störungen ändert. Diese Eigenschaft wird in der Akustik als Impedanz Z bezeichnet. Diese setzt sich aus der Dichte und der Schallgeschwindigkeit des Mediums zusammen. Für die akustische Impedanz idealer Gase gilt:

$$Z = \rho \cdot a = p \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{RT}} \quad (2.6)$$

Demnach sind Grenzflächen überall dort zu finden, wo sich das Medium selbst und damit seine kalorischen Stoffwerte, beschrieben durch Isentropenexponent κ und spezifische Gaskonstante R , ändern oder dessen Druck und Temperatur. Die innerhalb einer Zelle des Druckwellenladers typischen Grenzflächen zeigt Tab. 2.1. Hierbei beschreibt der Index zu die zulaufende und ab die abgehende Welle.

Die Wand als Grenzfläche ist ein Sonderfall. Strenggenommen kann die Wand zwar auch als Ausbreitungsmedium für Störungen dienen, allerdings ist diese im Vergleich zum Gas sehr steif. Es wird zur Vereinfachung angenommen, dass die akustische Impedanz unendlich groß ist (schallharte Wand [34]). Daher wird die Geschwindigkeit der Strömung an dieser Stelle zu null. Damit stellt die Wand für die Strömung ein geschlossenes Ende dar. Trifft eine Überdruckwelle auf die Wand, so wird diese ebenfalls als Überdruckwelle reflektiert. Der Relativdruck an der Wand bzw. Brandungsdruck entspricht der Summe von zulaufender und abgehender Welle und nimmt somit im verlustfreien Fall den doppelten Wert der einlaufenden Überdruckwelle an. Neben dem bereits erwähnten Laufzeitunterschied zwischen Stoß und Mediengrenze ist dies das zweite wesentliche Wirkprinzip, welches im Druckwellenlader genutzt wird.

Randbedingung	Geschwindigkeit	Relativdruck	Grenzfläche
geschlossenes Ende	$u_{ab} = -u_{zu}$	$\Delta p_{ab} = \Delta p_{zu}$	Wand
offenes Ende	$u_{ab} = u_{zu}$	$\Delta p_{ab} = -\Delta p_{zu}$	Kanal Tasche Mediengrenze

Tabelle 2.1: Grenzflächen in der Zelle des Druckwellenladers in Anlehnung an [33]

Den drei letzten Grenzflächen nach Tab. 2.1 ist gemein, dass die Geschwindigkeit auf beiden Seiten der Grenzfläche gleich sein muss. Man spricht hier von einem offenen Ende. Da die Gesamtdruckänderung null ist, muss eine Überdruckwelle an der Grenzfläche als Unterdruckwelle reflektiert werden um die Randbedingung zu erfüllen. Neben der Reflexion tritt nun auch Transmission auf. Die transmittierte, also durchgereichte, Druckwelle hat dieselbe Ausbreitungsrichtung wie die einlaufende Druckwelle. Es entstehen demnach

immer zwei auslaufende Wellen. Ein dritter Teil der Energie wird durch Dissipation in Wärme umgewandelt. Für die Grenzfläche lässt sich nach [34] ebenfalls die Energiebilanz bzw. die Leistungsbilanz aufstellen.

$$P_{zu} = \underbrace{P_{\varrho}}_{\text{reflekt.}} + \underbrace{P_{\tau}}_{\text{transm.}} + \underbrace{P_{\delta}}_{\text{dissip.}} \quad (2.7)$$

Dann wird Gl. 2.7 auf die Leistung der einlaufenden Welle bezogen:

$$1 = \frac{P_{\varrho}}{P_{zu}} + \frac{P_{\tau}}{P_{zu}} + \frac{P_{\delta}}{P_{zu}} = \varrho + \tau + \delta \quad (2.8)$$

Als Quotienten erhält man Reflektionsgrad ϱ , Transmissionsgrad τ und den Dissipationsgrad δ . Wird Dissipation in der Grenzfläche vernachlässigt, so ist die Aufteilung beider Wellen nur noch abhängig von einer Größe. Ist der Reflexionsgrad bekannt, so ergibt sich der Transmissionsgrad. Der Reflexionsgrad ergibt sich aus dem Verhältnis der akustischen Impedanzen der angrenzenden Medien. Hierbei steht Z_I für die Impedanz des Mediums auf der eintreffenden Seite der Grenzfläche und Z_{II} für die andere.

$$1 - \tau = \varrho = \left| \frac{Z_{II} - Z_I}{Z_{II} + Z_I} \right|^2 = |r|^2 = \left| \frac{p_{\varrho}}{p_{zu}} \right|^2 \quad (2.9)$$

Sind beide Medien gleich, so wird der Reflektionsgrad zu null und die Druckwelle bleibt unverändert. Für die schallharte Wand mit $Z_{II} \rightarrow \infty$ wird der Reflektionsgrad zu eins und die gesamte Energie geht in die Reflexionswelle. Für alle anderen Fälle wird der Reflektionsgrad kleiner eins und es entsteht stets eine Transmissionswelle. Während der Reflektionsgrad für das Leistungsverhältnis steht, so beschreibt der Reflexionsfaktor r das Verhältnis der Drücke der Wellen. Der Reflexionsfaktor gibt neben dem Betrag des Relativdrucks auch an, ob dieser positiv oder negativ ist, also eine Über- oder Unterdruckwelle reflektiert wird.

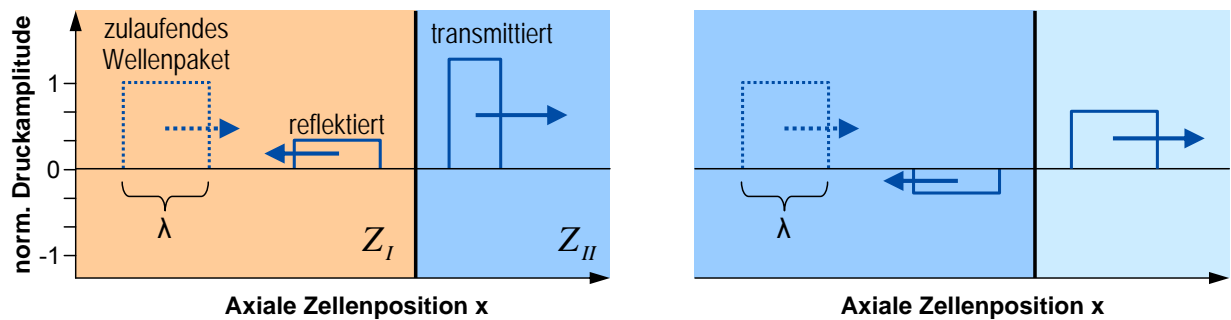


Abbildung 2.7: Interaktion eines Wellenpaketes mit unterschiedlichen Grenzflächen. Fall A (links), Fall B (rechts)

	p	κ	T	Z	r
	bar	-	°C	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$	-
I	2.0	1.3	513	480.0	
II	2.0	1.4	120	704.5	0.19

Tabelle 2.2: Grenzfläche Fall A

	p	κ	T	Z	r
	bar	-	°C	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$	-
I	2.0	1.4	120	704.5	
II	1.2	1.4	120	352.2	-0.33

Tabelle 2.3: Grenzfläche Fall B

Im Folgenden sollen zwei Fälle exemplarisch diskutiert werden, die beispielhaft für Grenzflächeninteraktionen in der Zelle eines Druckwellenladers sind. In Abb. 2.7 sind die zwei Fälle dargestellt. Fall A beschreibt die Ausbreitung einer Überdruckwelle von einem heißen Medium in ein kälteres bei gleichem Druck, wie z. B. zwischen heißem Abgas und Luft. Im Fall B ist die Temperatur gleich und nur der Druck des Mediums, in das die Welle läuft, ist geringer. Die spezifische Gaskonstante wird mit $287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ für Abgas und Luft als näherungsweise gleich angenommen.

Abb. 2.7 zeigt außerdem, dass sich bei der Transmissionswelle neben der Amplitude auch die Länge der Welle ändert, da sich diese nun in einem Medium anderer Schallgeschwindigkeit ausbreitet. Das Verhältnis der Wellenlänge von transmittierter zu zulaufender Welle entspricht dabei dem Verhältnis der jeweiligen Schallgeschwindigkeiten. Daher wird im Fall A das transmittierte Wellenpaket kürzer.

2.2.3 Abgestimmter Druckwellenprozess

Zu Beginn des Druckwellenprozesses ist die Zelle mit Frischluft gefüllt. Der Zellendruck entspricht dem Umgebungsdruck vermindert um die Drosselverluste der Ansaugstrecke und um die Verluste beim Einströmen in die Zelle. Den Beginn des Hochdruckprozesses markiert das Öffnen der Zelle zum Hochdruckheißgaskanal (engl. *exhaust inlet EI*). Der Druckunterschied zwischen Kanal EI und der Zelle erzeugt einen Stoß, der sich von der Öffnungskante aus zunächst sphärisch und nach mehrfacher Reflexion an den Zellenwänden axial in der Zelle fortsetzt [19]. Das Abgas strömt nun mit der von diesem ersten Stoß S_1 induzierten Strömungsgeschwindigkeit in die Zelle ein.

Abb. 2.8 zeigt den Druckwellenprozess in zwei unterschiedlichen Darstellungsweisen. Links ist das Wellen- oder Lagediagramm dargestellt und rechts das Zustandsdiagramm. Analog zu Abb. 2.4 findet sich der Stoß S_1 im Wellendiagramm als schräg rechts verlaufende Mach-Linie wieder und trennt die Zustände Z_0 und Z_1 voneinander. Die Bahn des Teilchens, welches von der Öffnungskante von Kanal EI startet, steht stellvertretend für die Mediengrenze und hat aufgrund der geringeren Geschwindigkeit eine größere Steigung.

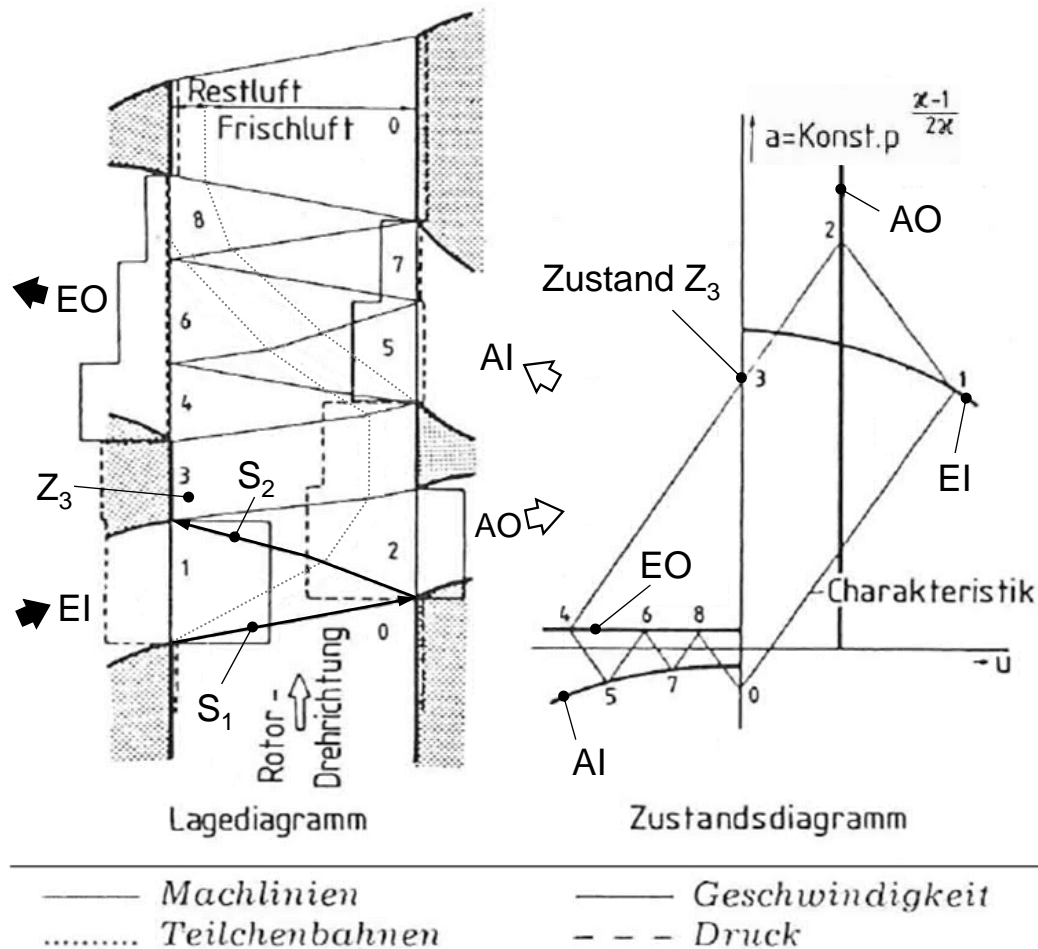


Abbildung 2.8: Verlustloser Skelettprozess einer einfachen Druckwellenmaschine ohne Taschen in Anlehnung an [8]

Auf der rechten Seite trifft S_1 auf die Randbedingung Ladeluftkanal (engl. *air outlet AO*). Um die Zustände und insbesondere die Randbedingung zu beschreiben, wird zusätzlich das Zustandsdiagramm benötigt. Dieses zeigt die aufeinanderfolgenden Zustände mithilfe der jeweiligen Schallgeschwindigkeit bzw. dem statischen Druck über der Strömungsgeschwindigkeit. Beim Einströmen sinkt der statische Druck mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit, beim Ausströmen bleibt dieser, ein genügend großes Volumen vorausgesetzt, konstant. Kanal AO würde demnach im Zustandsdiagramm für positive Strömungsgeschwindigkeiten u durch eine horizontale Linie dargestellt.

Es lässt sich aber auch die Ausströmgeschwindigkeit als Randbedingung festlegen und es entsteht eine vertikale Linie. Die Randbedingung Wand wäre demnach eine Vertikale bei $u = 0$. Zustandsänderungen geschehen jeweils entlang der durch sie verlaufenden ansteigenden oder fallenden Charakteristiken. Eine Charakteristik beschreibt die Zustandsänderung entlang einer Mach-Linie. Diese Methode, die Zustandsänderungen zu ermitteln, wird als

Charakteristiken-Verfahren bezeichnen. Die Steigung der Charakteristiken ergibt sich nach [32] zu:

$$\frac{da}{du} = \pm \frac{2}{\kappa - 1} \quad (2.10)$$

Die Zustände der im Wellendiagramm durch die Mach-Linien begrenzten dreieckigen Bereiche korrespondieren im Zustandsdiagramm mit den Eck- bzw. Schnittpunkten der Charakteristiken mit den Randbedingungen. Der erste dieser Schnittpunkte entsteht durch das Kreuzen der bereits erwähnten positiven Machlinie von S_1 mit der Randbedingung von Kanal EI. Der zweite Schnittpunkt ergibt sich dann aus dem reflektierten Stoß und der Randbedingung von Kanal AO. Die Reflexion an AO führt zu einem Anstieg des Zellendrucks und zwar weit über den Totaldruck des einströmenden Gases hinaus. Dies ist nur möglich, da sich die abgehende Welle mit der einlaufenden überlagert. Im Zustandsdiagramm wird dieses durch den Wechsel auf eine negative Charakteristik bzw. im Wellendiagramm linkslaufende Welle repräsentiert. Dadurch, dass die Geschwindigkeit von AO niedriger sein muss, steigt der Druck an und zwar umso mehr, je geringer die Ausströmgeschwindigkeit ist. Findet die Reflexion an der Wand statt, so verdoppelt sich die Schallgeschwindigkeitsdifferenz und der Brandungsdruck wird sogar mehr als doppelt so groß:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{a_2}{a_1} \right)^{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{a_0 + 2(a_1 - a_0)}{a_1} \right)^{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} = \left(2 - \frac{a_0}{a_1} \right)^{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} = \left(2 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} \right)^{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.11)$$

Hier wird das in 2.2.2 bereits erwähnte Wirkprinzip der Drucküberhöhung erkennbar. Für $p_1 = 2p_0$ ergibt sich nach Gl. 2.11 in Luft eine Relativdrucküberhöhung von $\Delta p_2/\Delta p_1 \approx 3,76$. Die Drucküberhöhung währt aber nur so lange, wie sich die Überdruckwellen überlagern. Diesen kurzlebigen Effekt gilt es durch geschicktes Öffnen und Schließen der beiden Hochdruckkanäle EI und AO auszunutzen.

Die transmittierte Welle spielt für den Druckwellenprozess in der Zelle zunächst keine Rolle. Der reflektierte Stoß S_2 läuft nun nach links und führt zu einer weiteren Druckerhöhung der Ladeluft – dahinter bleibt der Zustand Z_2 zurück. Trifft S_2 nun auf die Grenzfläche zwischen Luft und Abgas, so wird nur ein Teil transmittiert. Der Betrag des Reflexionsgrades entspricht nach Abschnitt 2.2.2 Fall A, da jedoch der Stoß aus der entgegengesetzten Richtung kommt, wird der Reflexionsgrad analog zu Fall B negativ und es wird eine Unterdruckwelle reflektiert. Diese soll aber für die vereinfachte Betrachtung vernachlässigt werden. Die Geschwindigkeit von S_2 ändert sich jedoch aufgrund des heißen Abgases stark, wodurch die Mach-Linie flacher wird. Sobald S_2 auf der linken Seite eintrifft, schließt Kanal EI und S_2 trifft auf die Randbedingung Wand. Durch das Schließen kann kein

Gas mehr einströmen und das Druckniveau fällt. Daher bleibt nur die reflektierte Welle übrig und der Druck fällt entlang einer positiven Charakteristik ab. Das bedeutet, dass sich ein Expansionsfächer, vereinfacht nur durch dessen Kopf dargestellt, nach rechts ausbreitet und den Zustand Z_3 hinterlässt. Dadurch wird das Fluid in der Zelle bis zum vollständigen Stillstand abgebremst. Das bedeutet auch, dass keine Ladeluft mehr aus der Zelle ausströmen kann – dies ist der Zeitpunkt, zu dem Kanal AO schließt.

Der für den Ladungswechsel und damit für den Verbrennungsmotor relevante Teil des Druckwellenprozess (Hochdruckprozess) ist nun abgeschlossen. Die Aufgabe des übrigen Teils (Niederdruckprozess) ist es, das Abgas aus der Zelle zu spülen und diese mit möglichst viel Frischgas zu beladen, sodass der Prozess von neuem beginnen kann.

Um die Menge an Spülluft zu quantifizieren wird nach [35] die sogenannte Spülrate definiert, welche die von Kanal AI nach Kanal EO bzw. von Stelle „1“ nach „4“ direkt durchgespülte auf die dem Verbrennungsmotor zugeführte Luftmasse „2“ bezieht:

$$x_{scvg} = \frac{\dot{m}_1 - \dot{m}_2}{\dot{m}_2} \quad (2.12)$$

Den eigentlichen Beginn des Niederdruckprozesses markiert das Öffnen des Niederdruckabgaskanals EO. Die Totzeit zwischen AO-Schließt und EO-Öffnet ist für den Druckwellenprozess im idealen Fall nur insofern relevant, als dass keine Druckwellen entstehen sollen, die den Niederdruckprozess stören. Der Öffnungswinkel insgesamt ist für einen zweiflutigen Druckwellenlader auf 180° begrenzt. Um möglichst viel Öffnung für die Gasströme zu Verfügung zu stellen, sollten alle Totzeiten so kurz wie möglich gehalten werden.

Durch das Öffnen von EO entsteht durch das noch sehr große Expansionsdruckverhältnis von Zustand „3“ zu EO (Spüldruckverhältnis) ein starker Expansionsfächer beginnend vom oberen linken Zellenrand, der sich nach rechts ausbreitet und dadurch das stehende Gas in der Zelle in Richtung EO beschleunigt. Diese dem Gas aufgeprägte initiale Strömungsgeschwindigkeit ist verantwortlich für die gesamte Spülung im Niederdruckprozess. Auf der rechten Seite angekommen, trifft der in Abb. 2.8 nur durch seinen Kopf dargestellte Expansionsfächer E_4 auf den Niederdruckfrischluftkanal AI bzw. „vom Ansaugfilter“. Da der Druck in AI niedriger als in EO und damit auch niedriger als in der Zelle ist, wird analog zu Abschnitt 2.2.2 Fall B eine Unterdruckwelle E_5 reflektiert. Diese induziert ihrerseits wieder eine, aber aufgrund des geringen Druckverhältnisses verhältnismäßig kleine, Strömungsgeschwindigkeit entgegen ihrer Laufrichtung und überlagert sich bei ihrem Lauf nach links dem noch eingehenden Expansionsfächer, wodurch die Einströmgeschwindigkeit von AI in die Zelle bereits verringert wird. Wenn die Unterdruckwelle nun auf EO trifft, so wird eine Überdruckwelle S_6 reflektiert. Diese induziert ihrerseits wieder eine

Strömungsgeschwindigkeit nach rechts, wodurch das Ausströmen des Abgases aus der Zelle, erkennbar anhand der nach oben gebeugten Teilchenbahnen, noch weiter vermindert wird. Solange noch Abgas aus der Zelle ausströmt, bleiben die Niederdruckkanäle EO und AI offen. Ein Wellenpaket, also der von zwei Mach-Linien eingeschlossene Zustand, reicht aufgrund der niedrigen Drücke nicht aus. Üblicherweise sind für Druckwellenlader auf der Seite EO drei und auf der Seite AI zwei Wellenpakete vorgesehen. Aus dem Zustandsdiagramm wird weiterhin deutlich, dass ein weiteres Wellenpaket auf der Seite EO zu einem Rückströmen in die Zelle führen würde. Zusätzlich zum Ausströmen muss gewährleistet sein, dass die letzte Druckwelle nicht zur Störung des sich anschließenden neuen Druckwellenprozesses führt.

2.2.4 Nicht abgestimmter Druckwellenprozess

Der in Abschnitt 2.2.3 beschriebene Prozess gilt für einen idealen Druckwellenprozess, bei dem außerdem alle Randbedingungen denen im Auslegungspunkt entsprechen. Aufgrund der extrem großen Spreizungen der Randbedingungen im instationären Fahrzeugbetrieb sind zusätzliche Maßnahmen erforderlich, um die Funktion des Druckwellenprozesses über einen großen Betriebsbereich mit möglichst gutem Wirkungsgrad sicherzustellen. Hierzu beschreibt [8] den Einfluss unterschiedlicher Motorbetriebspunkte auf den Druckwellenprozess. Zur Zeit des Comprex war es üblich, das Zellenrad über einen Keilriemen von der Kurbelwelle anzutreiben zu lassen. Die Übersetzung war so gewählt, dass das Zellenrad etwa viermal schneller drehte als die Kurbelwelle [36]. Den Druckwellenprozess für hohe Rotordrehzahl bei großem Abgasmassenstrom und für niedrige Rotordrehzahl bei geringem Abgasmassenstrom aufrechtzuerhalten, kam daher eine ganz besondere Bedeutung zu.

Als besonders problematisch galt der Betrieb bei niedriger Motordrehzahl und geringer Last. Die niedrige Rotordrehzahl führt dazu, dass die Mach-Linien nicht mehr auf die Steuerkanten der Strömungskanäle treffen. Dies führt zu einem zu vermehrtem Rückströmen in die Zelle und zum anderen zur Entstehung zahlreicher Störwellen, die insbesondere auf den sensiblen Niederdruckprozess negative Auswirkungen haben. Bei geringer Last kommt weiterhin das Problem des niedrigen Abgasdrucks hinzu, wodurch das für die Ausspülung des Abgases aus der Zelle essentielle Spüldruckverhältnis sinkt und im schlechtesten Fall Abgas aus Kanal EO angesaugt wird.

Um diesen negativen Auswirkungen entgegen zu wirken, müssten daher entweder die störenden Wellen eliminiert bzw. umgeleitet oder die Steuerkanten nachgeführt werden. Da sich das Nachführen der Steuerkanten konstruktiv nur sehr schwer umsetzen lässt, wurde schon früh nach Alternativen gesucht. Bereits 1960 untersuchte BBC die Verwendung

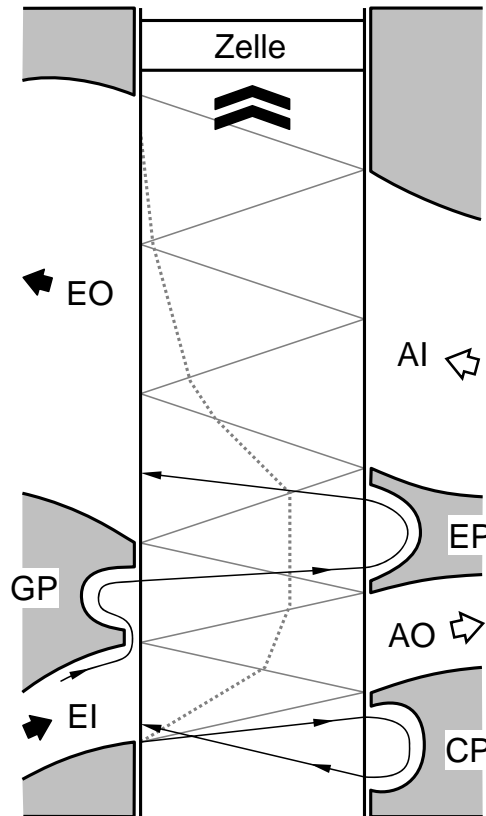


Abbildung 2.9: Verlustloser Skelettprozess einer einfachen Druckwellenmaschine mit Taschen in Anlehnung an [37, 8]

von zusätzlichen in die Statorgehäuse eingebrachten Taschen zur Verbesserung des nicht abgestimmten Druckwellenprozesses. In dem BBC-Patent [37] werden insgesamt drei verschiedene Taschen beschrieben, die in gleicher Konfiguration für alle weiteren Complex-Lader verwendet wurden.

Abb. 2.9 zeigt das Wellendiagramm des verlustlosen Druckwellenprozesses mit den drei erwähnten Taschen. Die Mach-Linien des abgestimmten Prozesses, sowie die Mediengrenze sind in grau dargestellt. Im nicht abgestimmten Prozess entstehen zusätzliche Störwellen, von denen zwei beispielhaft dargestellt sind, um die Funktionsweise der Taschen zu verdeutlichen. Die Gastasche (engl. *gas pocket GP*) und Expansionstasche (engl. *expansion pocket EP*) wirken zusammen, indem sie das hohe Druckniveau aus dem Hochdruckprozess in den Niederdruckprozess verlagern. Für Rotordrehzahlen kleiner der im Auslegungspunkt werden die Mach-Linien im Wellendiagramm vertikal gestaucht. Aufgrund des niedrigeren Drucks in AO wird eine Verdichtungs- als Expansionswelle reflektiert. Diese trifft nun statt auf die Wand nach EI auf GP. GP ist über eine kleine „Passage“ mit EI verbunden, sodass sich ein Druck etwas niedriger als in EI aber noch höher als in AO einstellt. Die eintreffende Expansionswelle wird daher von GP wieder als Expansionswelle reflektiert.

Diese breitet sich nun nach rechts aus und trifft dort auf EP, wo sie aufgrund des gegenüber GP geringeren Drucks als Verdichtungswelle reflektiert wird. EP ist so angeordnet, dass die Verdichtungswelle auf der linken Seite immer erst nach EO-Öffnet eintrifft und somit das Abgas in der Zelle nach EO ausströmen kann. Der Druck in EP stellt sich in Abhängigkeit von den ein- und ausgehenden Druckwellen so ein, dass die Massenänderung in Summe über einen Druckwellenzyklus null ist. Der Druck von GP ist zusätzlich abhängig vom Massenstrom, der von Kanal EI her kommt. Idealerweise lässt sich dieser Massenstrom steuern, sodass je nach Bedarf unterschiedliche Druckniveaus eingestellt werden können. Eine weitere Tasche befindet sich direkt vor AO-Öffnet. Die Kompressionstasche CP soll Rückströmen von Abgas aus der Zelle bzw. Ladeluft in die Zelle zu Beginn des Hochdruckprozesses verhindern. Bei verringerter Rotordrehzahl trifft S_1 auf CP und befüllt diese, wodurch deren Druck ansteigt. Gleichzeitig wird die Reflexion einer dem einströmenden Abgas entgegenwirkenden Verdichtungswelle vermieden und stattdessen aufgrund des geringeren Drucks von CP gegenüber EI eine Expansionswelle reflektiert. Die nahe CP-Schließt einströmende verdichtete Luft wird umgelenkt und dem Zellenrad nahe CP-Öffnet wieder hinzugefügt, wodurch das Einströmen von Abgas nach spät verschoben wird. Die Kompressionstasche kann entfallen, wenn stattdessen die Winkeldifferenz zwischen Steuerkante AO- und EI-Öffnet im Betrieb angepasst wird.

2.3 Interaktion mit dem Verbrennungsmotor

Die direkte Verbindung der Abgas und Frischluft führenden Leitungen im Zellenrad des Druckwellenladers erfordert insbesondere für den Niederdruckprozess eine möglichst druckverlustfreie Führung des Ansaug- und Abgastraktes. Eine Maßnahme ist es, den Querschnitt der Leitungen entsprechend zu vergrößern. Für den Mazda 626 beispielsweise wurde die Querschnittsfläche der Abgasleitung gegenüber dem Saugmotor verdoppelt [38]. Hinzu kommt, dass infolge der Spülluft das Abgas verdünnt wird und daher nach dem Druckwellenlader kein stöchiometrisches Abgas mehr vorliegt. Für die Abgasnachbehandlung beim konventionell stöchiometrisch betriebenen Ottomotor stellt dies ein Problem dar, da der Drei-Wege-Katalysator nur bei nahezu stöchiometrischen Abgas die Schadstoffe Stickstoffoxid bzw. Stickstoffdioxid (NO_x), Kohlenstoffmonoxid und Kohlenwasserstoff ausreichend konvertiert. Eine Möglichkeit wäre es, dem Druckwellenlader einen Oxidationskatalysator und anschließend einen NO_x -Speicher oder selektiv katalytischen Katalysator nachzuschalten. Neben den wesentlich höheren Kosten eines solchen Abgasnachbehandlungssystems führt dies auch zu einer Anhebung des Druckverlustes des Abgastraktes, wodurch die Spülung des Druckwellenladers stark beeinträchtigt wird.

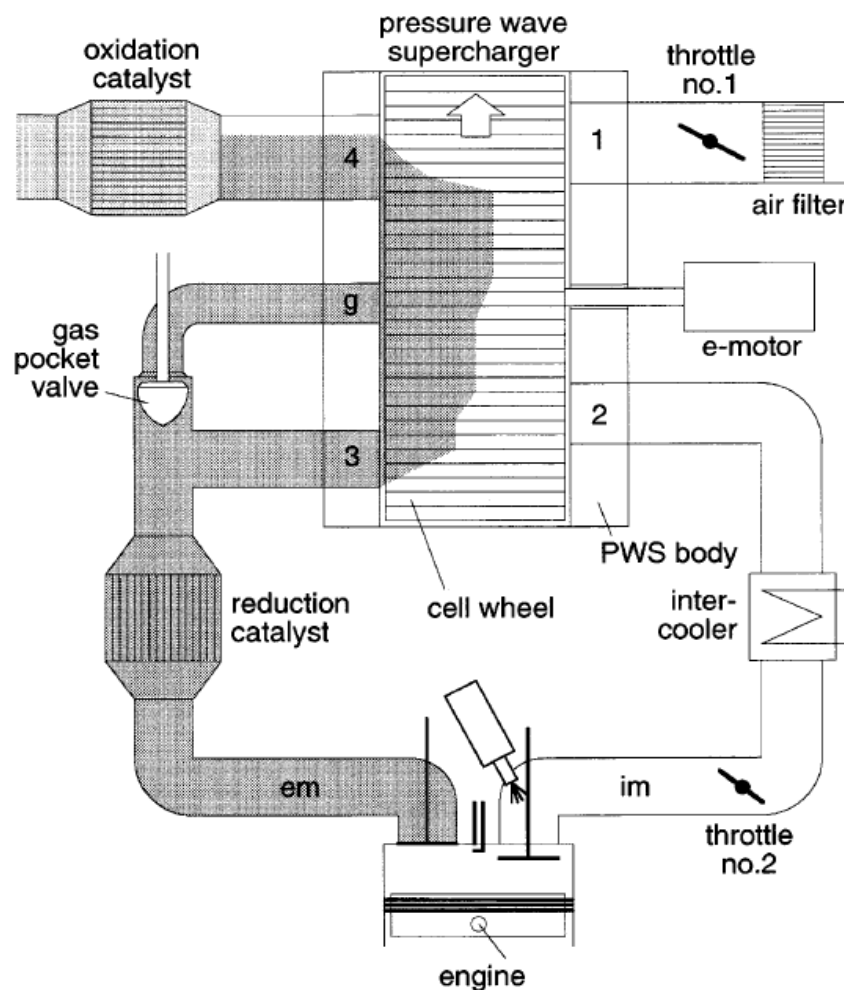


Abbildung 2.10: Ottomotor mit Hyprex-Druckwellenlader, SAVE-Motorkonzept [25]

Für den erwähnten Ottomotor gibt es hierfür noch eine andere Lösung, bei der der kostengünstigere Drei-Wege-Katalysator zwischen Motorauslass und Druckwellenlader angeordnet wird.

Ein Ottomotor ähnlich dieser Konfiguration ist in Abb. 2.10 dargestellt. Der in Abschnitt 2.1 bereits erwähnte Ottomotor mit weiterentwickeltem Comprex-Druckwellenlader wurde im SMILE-Fahrzeug für besonders geringen Verbrauch und Schadstoffemissionen [24] eingesetzt. Daher ist zusätzlich noch ein Oxidationskatalysator dem Abgasauslass nachgeschaltet, dessen Eintrittstemperatur mit einer, zusätzlichen die Spülluftmenge steuernden, Klappe vor Lufteinlass eingestellt werden kann.

Diese Lösung des Gegendruckproblems stellt aber gleichzeitig den größten Nachteil dieser Anordnung für das Ansprechverhalten des Motors dar. Der Katalysator stellt eine thermische Trägheit für das heiße Abgas dar, welche zunächst aufgeheizt werden muss. Systematisch wurde dieser Einfluss aber bisher nur für den Dieselmotor mit Comprex-

Druckwellenlader und den Einsatz von Dieselpartikelfiltern untersucht [22]. Mithilfe eines Simulationsprogramms wurde gezeigt, dass die Masse der Wärmesenke, bzw. die Wärmekapazität, erheblichen Einfluss hat. Um gegenüber einem konventionellen Aufladesystem ähnliches Ansprechverhalten wiederherzustellen, muss die Masse der Wärmesenke vor dem Comprex-Lader auf etwa 25% des ursprünglichen Wertes reduziert werden.

Ein weiteres Problem stellt der Motorstartvorgang mit Comprex-Druckwellenlader dar, zumal die erforderliche Rotordrehzahl sehr niedrig ist. In diesem Bereich ist ein ausreichendes Spülen nicht mehr gewährleistet und der Motor erstickt. Nach [9] wird dieses Problem behoben, indem eine zusätzliche Drossel direkt nach AO angeordnet wird, welche unterhalb eines bestimmten Mindestüberdrucks schließt, bzw. den Luftmassenstrom zum Motor so stark begrenzt, dass der Druck in AO ausreichend hoch für den Spülvorgang ist. Der restliche Luftmassenstrom für den Motor wird dann aus der Umgebung über ein Rückschlagventil angesaugt.

Mithilfe der Taschen war zwar ein größerer Betriebsbereich möglich, jedoch immer noch nicht zufriedenstellend. Ziel der weitergehenden Entwicklung von BBC war es dann, den Bereich der Rotordrehzahl gegenüber der Motordrehzahl einzuschränken, sodass der Druckwellenlader näher am Auslegungspunkt betrieben werden konnte. In einem ersten Schritt wurde der Riemenantrieb des Rotors um eine Freilaufkupplung ergänzt. Bereits 1942 erkannte Claude Seippel, dass sich bei genügend hohen Gasgeschwindigkeiten und geschickt gewählten Anström winkeln der Kanäle das Reibmoment überwinden und der Rotor frei drehen ließ („Windmühlenbetrieb“) [39]. Dies macht sich der Comprex-Druckwellenlader mit Freilaufkupplung zunutze. Das heißt das Zellenrad kann bei hohen Durchsätzen frei im Gasstrom mitdrehen – nach unten hin ist die Rotordrehzahl durch das Übersetzungsverhältnis zur Kurbelwelle begrenzt. Der höhere und schmalere Drehzahlbereich wird durch eine entsprechend angepasste Steuerkantenauslegung ausgenutzt. Aufgrund des Massenträgheitsmoments des Stahl-Rotors kam es allerdings im Freilaufbetrieb zu Ansprechverzögerungen.

Erst als leichtere Rotoren aus Keramik verfügbar waren [21], konnte der Freilaufbetrieb soweit ausgedehnt werden, dass der Riemenantrieb entfallen und der Druckwellenlader frei im Motorraum positioniert werden konnte. In Fahrzeugversuchen von ABB Turbo Systems [19] konnte gezeigt werden, dass der Bereich der Rotordrehzahl dadurch kleiner wurde. Durch die dem Abgasmassenstrom angepasste Rotordrehzahl konnte der Druckwellenlader einen höheren Ladedruck bereitstellen, wodurch der Nachteil der erwähnten Ansprechverzögerung überkompensiert werden konnte. Da nun beim Motorstart die Rotordrehzahl nicht hoch genug war, wurde die Verwendung eines zusätzlichen Überdruck- bzw. Start-Ventils nach Berchtold, oder alternativ eines Elektromotors zum Andrehen des Rotors, vor Motorstart nötig.

Ein weiterer Vorteil des Keramik-Rotors ist die geringere thermische Dehnung. Das dünnwandige Zellenrad nimmt im Gegensatz zum Mantel schnell die Abgastemperatur an, welche im motorischen Betrieb stark schwankt. Um diesen unterschiedlichen thermischen Ausdehnungen Rechnung zu tragen und damit ein Anstreifen des Rotors zu verhindern, sind zwei ausreichend große axiale Spalte zwischen dem Zellenrad und den beiden Gehäusen an seinen Stirnseiten erforderlich. Diese Spalte sind maßgebend für die Leckage im Druckwellenlader. Im Fall des Keramik-Rotors können die Axialspalte im Ausgangszustand kleiner gewählt werden, sodass sich über den gesamten Betriebsbereich ein besserer Gesamtwirkungsgrad ergibt [19]. Eine weitere Verbesserung des Ansprechverhaltens ergab ein Abgaskrümmern geringeren Dämpfungsvolumens, da der Rotor insgesamt nun ein höheres Drehzahlniveau aufwies und die Abgaspulsation weniger schädlich auf den Druckwellenprozess wirkte.

Um die Druckpulse im Hochdruckeinlass des Druckwellenladers zu glätten, schlägt [40] eine Rückführung von Ladeluft von AO in EI vor. Ein Rückschlagventil soll dafür sorgen, dass nur die positiven Druckstöße der Ladeluft durchtreten, aber kein Abgas in die Ladeluft zurückgelangt. Dadurch ließe sich dementsprechend das Abgaskrümmervolumen weiter verringern. Entscheidender ist wohl aber der Hinweis darauf, dass sich der Massenstrom durch den Lader insofern erhöhen lässt, als dass sich dessen Betriebspunkt in Bereiche höheren Ladedrucks verschiebt. Mithilfe eines geregelten Ventils anstelle des einfachen Rückschlagventils ließe sich so der Ladedruck bei niedrigem Motorabgasmassenstrom ähnlich wie bei Zylinder-Scavenging infolge großer Ventilüberschneidung erhöhen („Power-Boost“). Kombiniert werden soll diese Maßnahme dann an einem Ottomotor mit einer zusätzlichen Heizeinrichtung stromab des Drei-Wege-Katalysators [41]. Im Gegensatz zur vorherigen Anordnung, bekannt aus dem SAVE-Motorkonzept, dient der Heizer nicht dem Katalysatorheizen, sondern dem Erhöhen der Eintrittstemperatur am Druckwellenlader. Beide Maßnahmen zusammen sollen das Ansprechverhalten des Motors mit Drei-Wege-Katalysator verbessern.

Weiterhin wird die Rotordrehzahl unabhängig von der Motordrehzahl mithilfe eines Elektromotors und die frischgasseitigen Steuerkanten über die Verdrehung des Kaltgasgehäuses eingestellt. Beide Aktuatorpositionen werden zunächst nach einem Kennfeld optimal eingestellt und im Anschluss daran das Ventil, welches den Zufluss in die Gastasche steuert, genutzt, um den vom Motor geforderten Ladedruck einzustellen.

Mit zunehmenden Druckverhältnis nimmt der Wirkungsgrad der Verdichtung infolge der Stöße ab. Zum einen ist dies bedingt durch die Irreversibilität des Verdichtungsprozesses selbst, zum anderen nehmen äußere Verluste wie mit den zunehmenden Strömungsgeschwindigkeiten einhergehende Druckverluste zu. Daher kann es für hohe Druckverhältnisse sinnvoll sein, analog zu den Turbomaschinen, mehrstufige Druckwellenmaschinen zu

verwenden. Abb. 2.11 zeigt den Gesamtwirkungsgrad für den einstufigen und mehrstufigen Druckwellenprozess für unterschiedliche Stoß-Druckverhältnisse. Der Stufenprozess ist als ein mehrstufiger Druckwellenprozess innerhalb eines Zellenrades mit entsprechenden Umlenkkanälen zu verstehen, der andere als eine Reihenschaltung mehrerer Zellenräder.

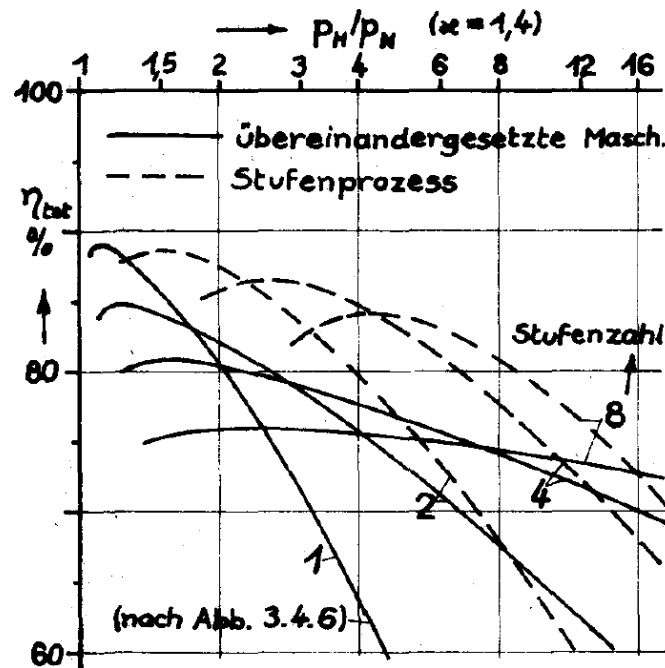


Abbildung 2.11: Gesamtwirkungsgrad mehrstufiger Druckwellenprozess für unterschiedliche Druckverhältnisse p_3/p_1 [11]

Ein wesentliches Problem für den Fahrzeugbetrieb stellte zur Zeit des Mazda 626 die Emission hochfrequenter Geräusche verursacht durch das Überstreichen der Zellen über die Steuerkanten dar. Die Ordnung bezogen auf die Rotordrehzahl entsprach dabei der Anzahl der Zellen. Eine Maßnahme zur laderseitigen Abhilfe stellte die radiale Trennung des Rotors in zwei Zellen-Reihen bzw. Layer dar. Beide beinhalteten die gleiche Anzahl von Zellen, wobei diese um eine halbe Zelle gegeneinander versetzt waren und sich somit durch deren Interferenz die Druckwellen teilweise gegenseitig auslöschten. Durch weitere Layer, wie z. B. bei den gesinterten Keramik-Zellenrädern, ließ sich der Effekt noch weiter ausnutzen [21]. Im Fall des zweireihigen Stahl-Rotors des Mazda-Comprex reichten die laderseitigen Maßnahmen nicht aus und Ansaug- und Abgastrakt mussten zusätzlich mit absorbierende Dämm-Materialien und Resonanz-Schalldämpfern ausgestattet werden [38].

2.4 Modellierungsansätze

Knauffs erste als statischer Drucktauscher arbeitende Maschine entstand aus einfachen ingenieurstechnischen Überlegungen, ohne dass zu der Zeit den Ingenieuren genauere Methoden zur Abschätzung und Vorhersage gasdynamischer Vorgänge zur Verfügung standen. Diese wurden erst nach und nach entwickelt, als die technischen Neuerungen dies erforderten.

Für den abgestimmten Fall kann der Druckwellenprozess auf wenige wesentliche Verdichtungs- und Expansionsvorgänge reduziert werden. Diese Zustandsänderungen lassen sich mithilfe der in Abschnitt 2.2.1 erwähnten analytisch lösbaren Gleichungen ermitteln. Diese Vorgehensweise war zum einen auf einen sehr idealisierten Prozess beschränkt und zudem aufwendig, da in den 1940er Jahren noch keine leistungsfähigen Digitalrechner zur Verfügung standen. Daher wurde eine grafische Methode entwickelt, die das Lösen der Gleichungen mithilfe von Kurven in der Raum-Zeit-Ebene (Wellendiagramm) und in der Zustandsebene ermöglichte. Diese Methode wurde als Charakteristiken-Verfahren bekannt und im Wesentlichen von de Haller entwickelt [42] und später von Jenny [43] bezüglich der Vorhersage für die Vorgänge in den Auspuffleitungen eines Verbrennungsmotors bestätigt. Wird das Charakteristiken-Verfahren auf den Druckwellenprozess angewendet, spricht man vom Skelettprozess. Dieser führt in seiner einfachsten Form auf den sogenannten Strichprozess. Dabei wird ein abgestimmter Prozess angenommen, bei dem Kanäle unendlich schnell öffnen und schließen und sowohl Stöße als auch Expansionsfächer isentrop und als strichförmig betrachtet werden [10, 11]. Das heißt, dass die Fluideigenschaften innerhalb eines von zwei Wellen und der zugehörigen Randbedingung eingeschlossenen Bereiches (Wellenpaket) als konstant angenommen werden. Daraus resultieren jedoch mit zunehmender Mach-Zahl so große Abweichungen, dass der Strichprozess nicht mehr ausreichend genau ist. Das Charakteristiken-Verfahren lässt sich durchaus detaillierter anwenden, indem z. B. das graduelle Öffnen der Kanäle dadurch berücksichtigt wird, dass es in mehrere Teilwellen unterschiedlichen Druckverhältnisses aufgeteilt wird. Jedoch ist dieses Vorgehen für ein Optimierungsverfahren aufgrund der vielen entstehenden Wellen sehr aufwendig. Daher konnten die Vorgänge nur exemplarisch untersucht und im Einzelnen in Form einer Verlustteilung abgeschätzt werden [11]. Die Auflistung der Verluste in Abb. 2.12 zeigt, dass neben den Reibungsverlusten in Zellen und Kanälen und der Abweichung vom strichförmigen Prozess die Leckage den größten Verlust darstellt. Reflexion an Grenzflächen und Mischungseffekte wurden in der Untersuchung nicht berücksichtigt. Weiterhin musste davon ausgegangen werden, dass der Prozess bereits konvergiert, das heißt der Anfangs- dem Endzustand gleich ist. Für den abgestimmten Prozess ist dies annähernd der Fall,

Nr. Kap. 2.Teil + Bezeichnung	Pseudo-Rechteckprozess Herkunft	Anteil ω für	
		η_{tot}	η_{komp}
2. $\omega_{\text{ö}}$	Oeffnen und Schliessen Kanäle	4,11	2,19
3. ω_{F}	Stösse + Fächer (Divergenz der Wellen)	4,54	3,29
4. ω_{r}	Reibung Kanäle (ohne Anlauf)	7,21	2,77
5. ω_{w}	Leitungen Statoren ($u_{\text{m}} = 0$), Anlauf Kanäle	8,60	3,70
6. ω_{u}	Umfangsgeschwindigkeit	4,17	2,58
7. ω_{L}	Leckverluste	10,14	4,58
8. ω_{M}	Mechanische Verluste	2,34	-
9. $\omega_{\delta r}$	Wärmeüberg. Kanäle (ohne Anlauf)	3,33	7,60
9. $\omega_{\delta z}$	Wärmeüberg. Statoren + Anlauf Kanäle	1,48	2,00
10. ω_{μ}	Mischung	0	0
Summe (= $1 - \eta$)		45,92	28,71

Abbildung 2.12: Verlustanteile des Comprex C 110 ETH in Prozent [11]

für den nicht abgestimmten Prozess müssten dann allerdings mehrere aufeinanderfolgende Zyklen berechnet werden.

Ab Ende der 1960er Jahre konnten diese Berechnungen dann von leistungsfähigeren Digitalrechnern ausgeführt werden. Abb. 2.13 zeigt, dass ab diesem Zeitpunkt schnell immer komplexere und genauere Simulationen durchgeführt werden konnten. Zunächst wurde lediglich das Charakteristiken-Verfahren implementiert, was zwar zu einer Zeitersparnis führte, jedoch nicht die Genauigkeit steigerte. Daher wurde im Folgenden ein Differenzenschemaverfahren nach Lax und Wendroff [44] implementiert, welches die drei Bilanzgleichungen für Masse, Impuls und Energie für jeden der angegebenen Knotenpunkte in der Raum-Zeit-Ebene löste. Nun war es auch möglich, dem Druckwellenlader veränderliche Randbedingungen aufzuprägen und das Zusammenwirken mit dem Verbrennungsmotor darzustellen. Modelle für den Wandwärmeübergang und die Wandreibung können durch Erweitern der „rechten Seite“ der jeweiligen Differentialgleichung einfach eingebunden werden. Hierfür wurde von BBC ein Rechenprogramm nach dem erwähnten Schema implementiert, welches für die Auslegung des Druckwellenladers genutzt wurde [8]. Für transiente Untersuchungen eines Motors mit Druckwellenlader und vorgeschaltetem Partikelfilter nutzen [22] ein vereinfachtes Programm, welches den Druckwellenlader ähnlich einem Turbolader mit variabler Turbinengeometrie betrachtet und den detaillierten Motorprozess und die Druckpulsation im Abgastrakt vernachlässigt. Für die Regelung der

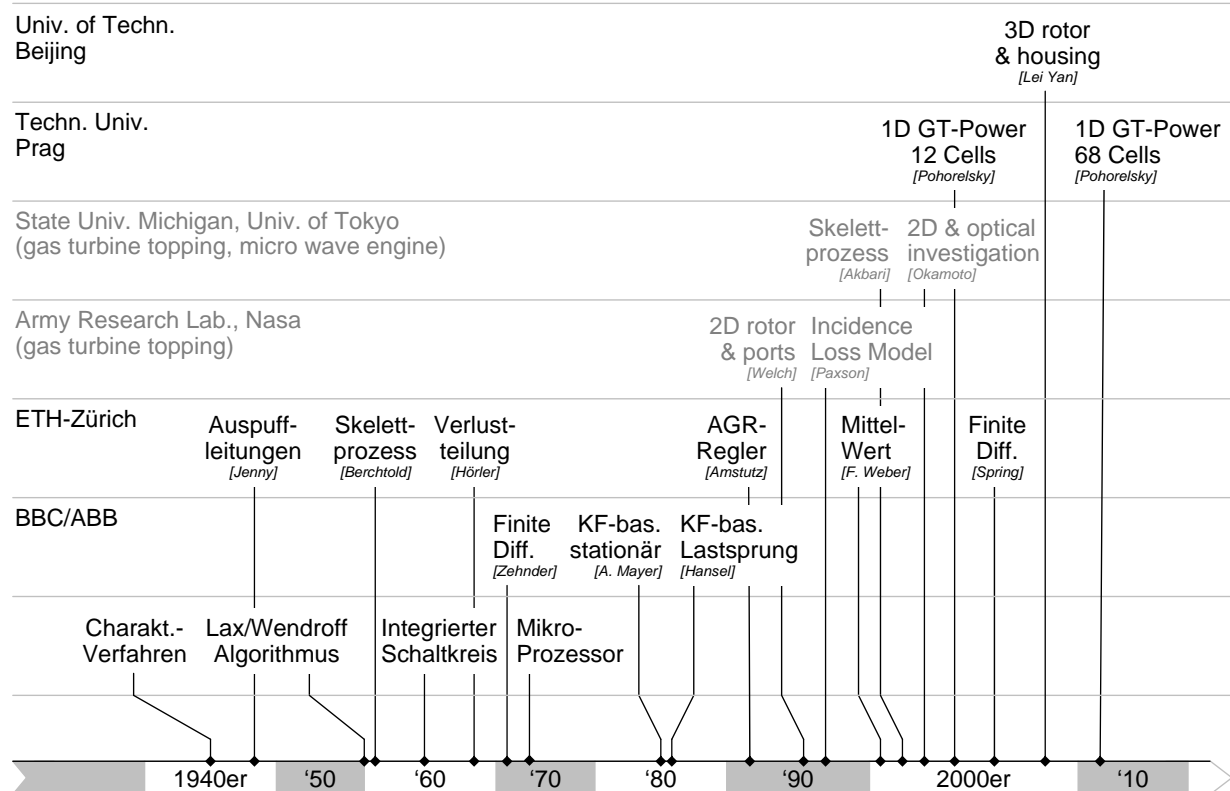


Abbildung 2.13: Zeitlinie der Entwicklungsschritte bei der Simulation von Druckwellenmaschinen

Abgasrückführung entwickelt [45] ein auf Messdaten basiertes semi-empirisches Modell, welches bereits die Rezirkulation über das Zellenrad abbildet. Abb. 2.14 zeigt, dass bereits Abgasrezirkulation infolge Durchmischung im Zellenrad und Leakage auch bei positiven Spülraten auftritt. Anhand von mehrdimensionalen Strömungssimulationen an einem Drucktauscher in Gleichstromkonfiguration wurden in [46] die gasdynamischen Vorgänge im Zellenrad näher untersucht. Eine für die Motoranwendung einfachere Betrachtung ist in [25] zu finden, in welcher ein Finite-Differenzen-Schema Verwendung findet, welches die thermodynamischen Bilanzgleichungen ähnlich zu dem in [8] beschriebenen Programm für eine repräsentative Zelle eindimensional löst.

Eine weitere Vereinfachung trifft [26] indem das Finite-Differenzen-Modell genutzt wird, um ein semi-empirisches Mittelwert-Modell abzustimmen, welches als schnelles Simulationsmodell für die Reglerabstimmung im Motorbetrieb dient. Dadurch kann u. a. gezielt der Effekt der transienten Abgasrezirkulation über das Zellenrad beim schnellen Schließen der Gastasche nachgebildet werden. Gleichzeitig nutzt [47] die kommerzielle Ladungswechselsimulationsumgebung *GT-Power* der Fa. *Gamma Technologies Inc.*, um mithilfe von bestehenden Bausteinen wie Rohren, Abzweigungen und Blenden das Zellenrad

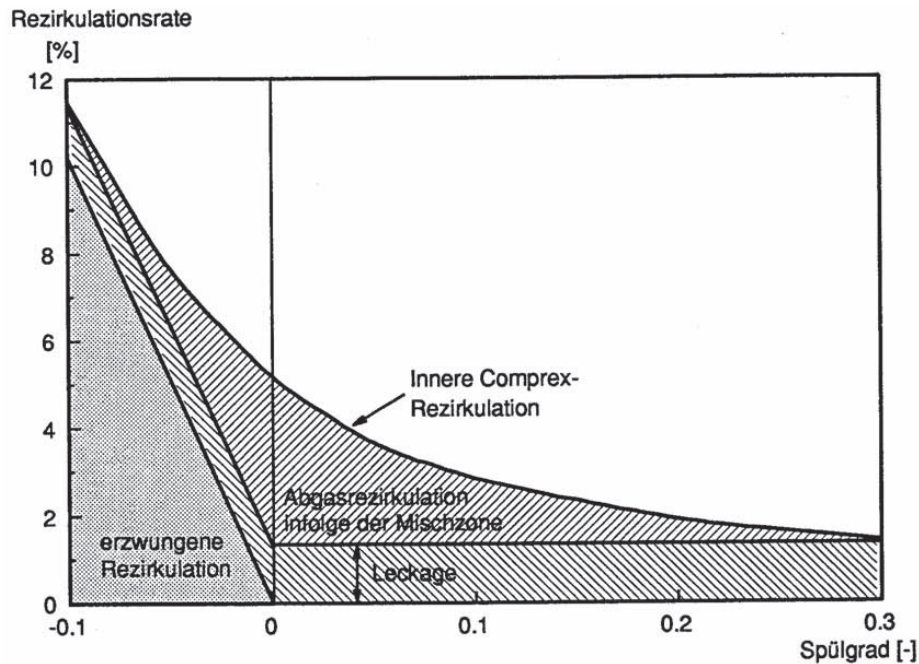


Abbildung 2.14: Innere Comprex-Rezirkulation – quantitative Abschätzung der Rezirkulationsbeiträge [45]

nachzubilden. In [48] werden bereits alle 68 Zellen des Comprex-Lader CX-93 abgebildet. Der Ladedruck und insbesondere die rezirkulierte Abgasmenge über das Zellenrad können darin jedoch nicht zufriedenstellend abgebildet werden.

2.5 Auslegung

Die Auslegung der Steuerkanten geschah zu Beginn der Druckwellenlader-Entwicklung hauptsächlich basierend auf dem vereinfachten Skelettprozess [10]. In [36] finden sich Erfahrungswerte, die eine grobe Abschätzung der Rotordrehzahl und -durchmessers zulassen. Die erste systematische Auslegungsmethode beschreibt [35], basierend auf der neu eingeführten dimensionslosen Kenngröße $SREL$, welches die relative Füllung des Zellenrads mit Ladeluft beschreibt.

$$SREL = \frac{\dot{V}_2 \cdot 60 \frac{1}{\min}}{n_{Rotor} \cdot V_{Rotor}} \quad (2.13)$$

Abb. 2.15 zeigt oben das Kennfeld eines Comprex-Druckwellenladers mit seinem Auslegungsbereich für einen Motor mit gegebenem maximalen Ladeluftbedarf \dot{V}_2 . Begrenzt wird der Bereich durch die bauteilbedingte maximale Rotordrehzahl und die maximale Füllung,

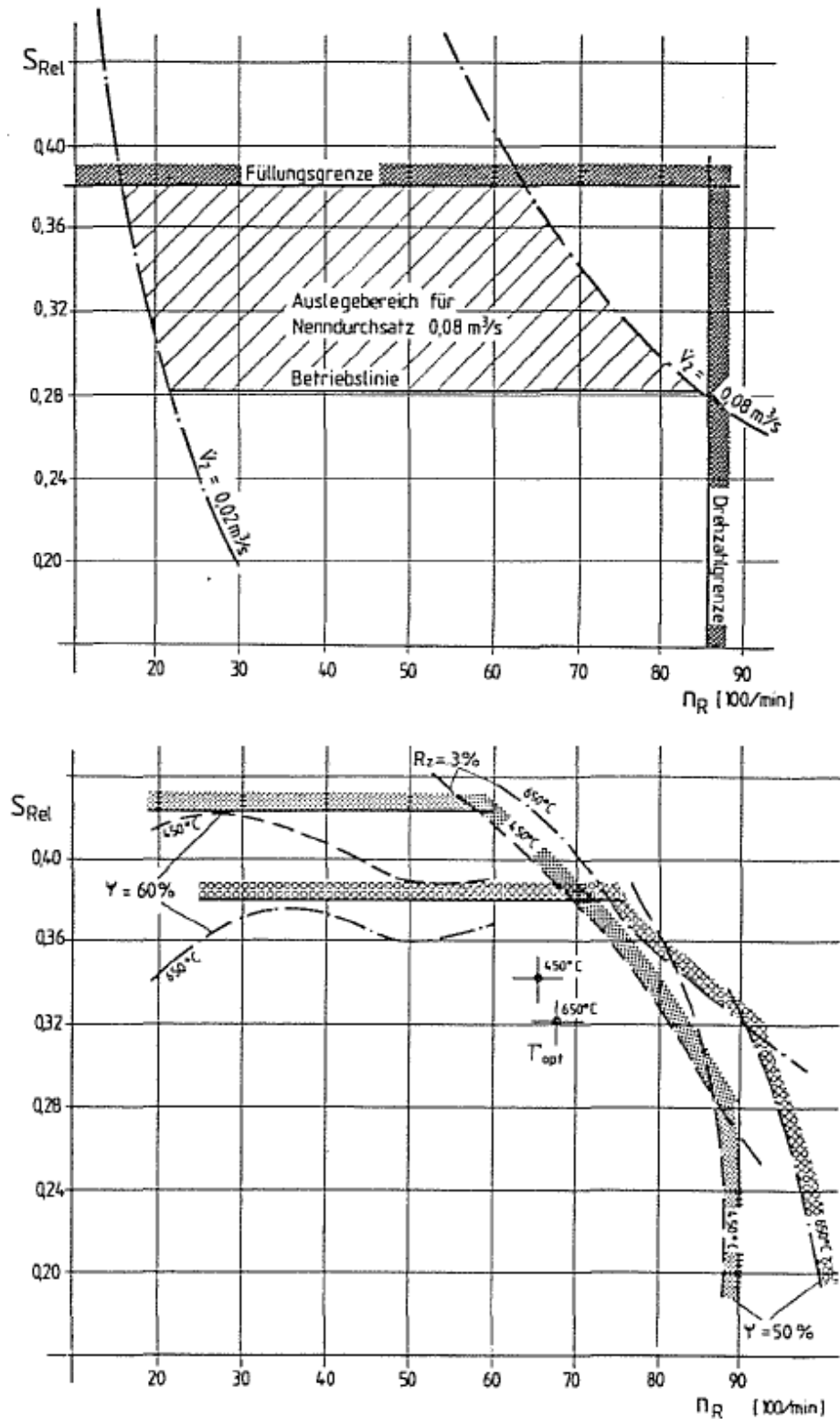


Abbildung 2.15: Kennfeld S_{REL} über Rotordrehzahl mit Auslegungsbereich für einen Compress-Druckwellenlader (oben) und dessen Kennfeldgrenzen für 450 und 650 °C Abgastemperatur (unten) nach [35]

welche durch den Grenzwert des isentropen Verdichterwirkungsgrads (hier ψ) festgelegt ist. Isolinien von \dot{V}_2 ergeben aufgrund ihrer Drehzahlabhängigkeit nach der Gl. 2.13 eine Hyperbel-Schar. Die eingezeichnete Motorvolllastlinie ist stark vereinfacht und gilt nur für den Fall ohne Ladeluftkühlung. Im unteren Teil derselben Abb. ist zusätzlich die Grenze der Abgasrezirkulation von „3“ nach „2“ von 3 % eingetragen. Ein höherer Ladeluftvolumenstrom kann demnach durch Anheben der Abgastemperatur erzielt werden. Basierend auf dem Buckingham'schen Π -Theorem¹ zeigt [13], dass der Comprex-Druckwellenlader bereits mithilfe von nur fünf Kenngrößen (bzw. Freiheitsgraden) beschrieben werden kann. Für ein festgelegtes Einlass- und Auslasssystem und damit konstanten Druckverlustbeiwerten verbleiben die drei Größen $SREL$, Rotordrehzahl und Abgastemperatur. Um ein vollständiges Kennfeld eines Comprex-Druckwellenladere zu vermessen, ist es demnach ausreichend diese drei Größen unabhängig voneinander zu variieren.

¹nach Edgar Buckingham, Vereinfachung physikalischer Zusammenhänge mithilfe von dimensionslosen Kenngrößen, welche durch eine Dimensionsanalyse bestimmt werden

3 Vergleich Komponente HX vs. TL

Um den Einfluss des Druckwellenladers auf den Gesamtmotor gezielt bewerten zu können, wird im Folgenden zunächst nur der Einfluss der neuen Komponente ohne Rückwirkungen auf das Brennverfahren untersucht und mit dem Basisaufladeaggregat, einem Turbolader mit Bypassventil (Wastegate WG), verglichen. Als Bewertungsgrundlage dienen stationäre Komponentenmessungen vom Heißgas-Prüfstand. Dabei werden in erster Linie die für den motorischen Ladungswechsel relevanten Gasströme von Ladeluft und Abgas berücksichtigt. Die beiden Enthalpieströme sind jeweils durch Massenstrom, Temperatur und die kalorischen Stoffeigenschaften charakterisiert und hauptsächlich abhängig vom Motorbetriebspunkt. Als freie Größen bleiben daher nur noch die beiden Gasdrücke, um Brennverfahren und Aufladesystem unter Berücksichtigung des Ventiltriebs aufeinander abzustimmen.

Sowohl Größe von Verdichter und Turbine als auch der qualitative Verlauf ihrer Kennlinien, insbesondere der der Turbinendrosselkurve, sind maßgeblich für die erzielbare Motorvolllast und den Abgasgegendruck. Beides lässt sich durch Verändern von Laufrad- bzw. Gehäusegeometrie oder ein anderes Aufladesystem anpassen. Um ein möglichst günstiges Druckgefälle über dem Zylinder zu erzielen, sind eine hohe Abgastemperatur und ein hoher Aufladesystem-Wirkungsgrad unabdingbar.

Welches Aufladesystem am Ende die thermodynamisch beste Lösung darstellt, ist größtenteils abhängig vom Ladeluftbedarf des Brennverfahrens und der zur Verfügung gestellten Abgasenergie. Aufgrund der Fülle an Anforderungen beschränkt man sich zu Beginn der Auswahl bzw. Festlegung der Art und Größe des Aufladesystems nur auf einige ausgewählte Motorbetriebspunkte. Für den homogen-stöchiometrisch betriebenen Ottomotor werden in der Regel die zwei charakteristischen Betriebspunkte „Beginn Drehmomentenplateau“ (Low-End-Torque LET) und „Nennleistung“ (Rated Power RP) jeweils abgestimmt. Das sogenannte Matching versteht sich als eine grobe Vorauslegung unter Vernachlässigung u. a. von pulsierendem Abgas und Interaktion von Gegendruck und Brennverfahren, wie z. B. das ottomotorische Klopfen.

3.1 Matching mithilfe des Nomogramms

Das Abstimmen von Motor und Turbolader erfolgt beim Matching stets nach der Turboladerhauptgleichung, welche das stationäre Gleichgewicht von Turbinen- und Verdichterleistung darstellt [1]. Aus dem Verhältnis der isentropen Leistungen von Verdichter und Turbine lässt sich außerdem der Turboladerwirkungsgrad berechnen, welcher maßgeblich für das Zylinder-Druckgefälle ist:

$$\eta_{tot} = \underbrace{\frac{P_{s,V}}{P_V}}_{\eta_{s,V}} \cdot \underbrace{\frac{P_V}{P_T}}_{\eta_m} \cdot \underbrace{\frac{P_T}{P_{s,T}}}_{\eta_{s,T}} = \frac{P_{s,V}}{P_{s,T}} \quad (3.1)$$

Die Lösung kann sowohl rechnerisch als auch graphisch erfolgen. Eine graphische Methode ist das Nomogramm, welches im Folgenden aufgrund seiner Anschaulichkeit verwendet werden soll. Zunächst wird ein Verdichter ausgewählt, der den Ladeluftbedarf des Motorbetriebspunktes hinsichtlich Massenstrom und Druckverhältnis erfüllt. Da die Saugrohrtemperatur über einen Ladeluftkühler konstant eingestellt wird, ist die Verdichteraustrittstemperatur ein freier Parameter. Die Kennfeldgrenzen und der Betriebspunkt sind in Abb. 3.1 schematisch oben links dargestellt. Anschließend wird die

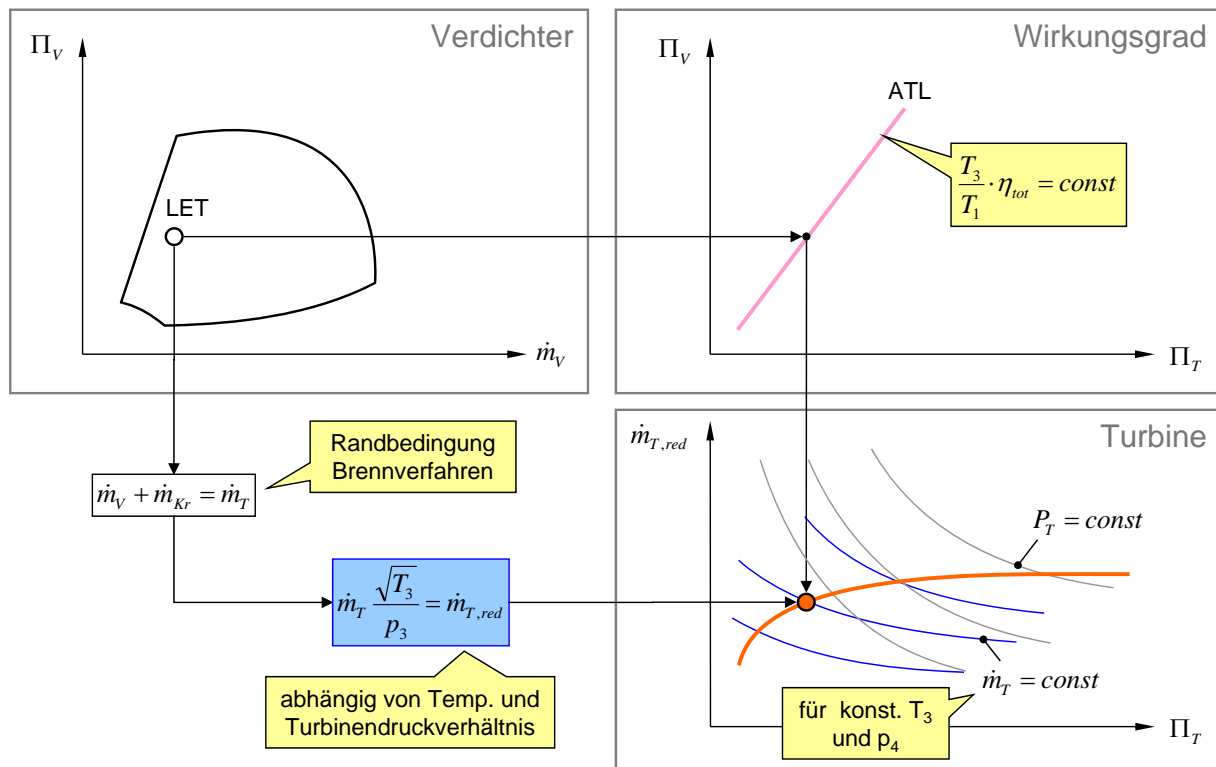


Abbildung 3.1: Graphisches Matching mithilfe des Nomogramms

passende Turbine ausgewählt. Diese erfüllt sowohl das Leistungsgleichgewicht mit dem Verdichter als auch die Massenstrombilanz über dem Motor. Zusätzlich muss beim ATL auch die physikalische Drehzahlgleichheit erfüllt werden, was zu einer Abweichung von der dargestellten Drosselkurve führen kann. Da diese Zwangsbedingung aufgrund der Drosselkurve des Turbinenlaufrads nicht gleichzeitig für LET und RP zu erfüllen ist, muss mithilfe des Wastegates ein Teil des Massenstroms am Turbinenlaufrad vorbeigeleitet werden – was mit einer starken Verringerung des Wirkungsgrads einhergeht.

Hier wird der Zielkonflikt bereits deutlich: nur bei geschlossenem Wastegate erzielt der ATL einen sehr guten Wirkungsgrad. Die Auslegung auf den LET hat den Vorteil, dass sich Aufladesystem und Brennverfahren positiv ergänzen. Entscheidend ist dabei das positive Druckgefälle über dem Zylinder, welches unter Ausnutzung von Ventilüberschneidung zwei unterschiedliche Effekte bewirkt:

- Verbesserung der Restgasauspülung – dadurch Reduzierung der Klopfeigung und Erhöhung des Sauerstoffanteils der Zylinderladung
- Entschärfung der Pumpproblematik beim Strömungsverdichter
- Steigerung des Luftaufwandes – zusätzliche Spülluft erhöht den Turbinenmassenstrom über den vom Zylinder geförderten hinaus, wodurch mehr Ladeluft gefördert und dadurch die Motorleistung erhöht werden kann

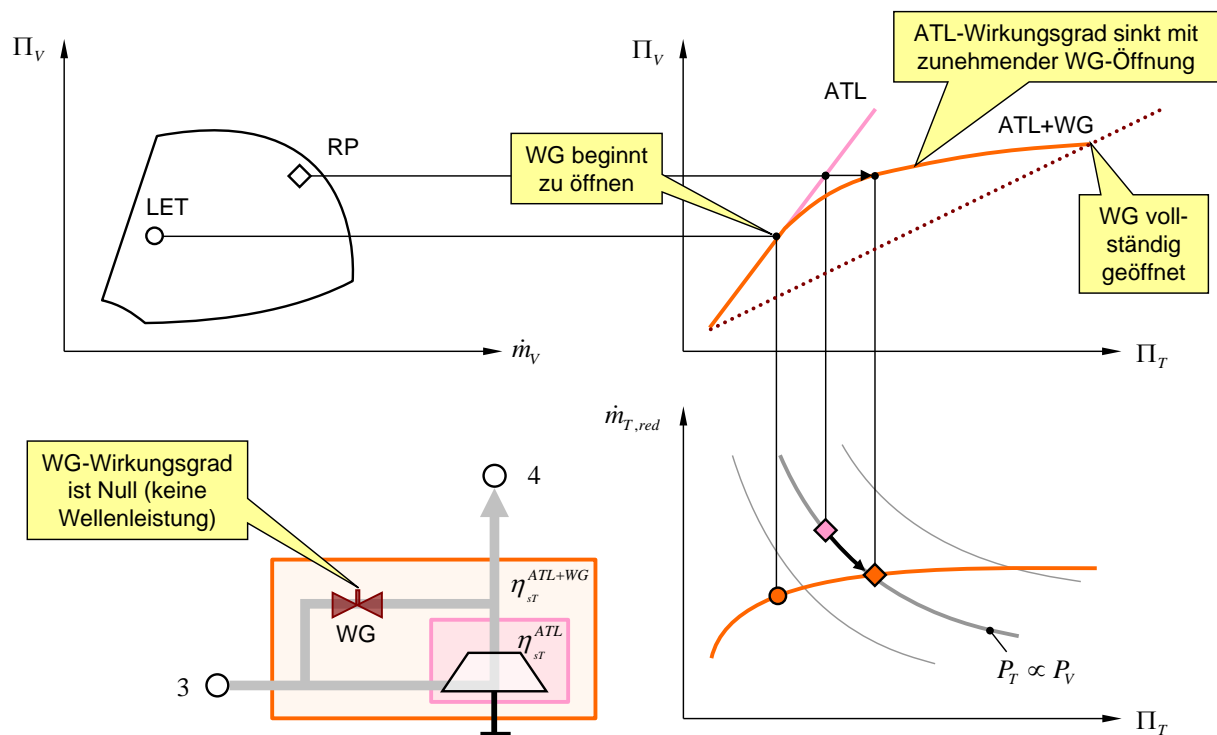


Abbildung 3.2: Zielkonflikt: Motorbetriebspunkte LET und RP im Nomogramm

Letzteres konnte erst durch die Einführung des Ventiltriebs mit Phasenstellern sowohl an der Ein- als auch an der Aulassnockenwelle konsequent ausgenutzt werden. Das Übersprechen von Abgas zwischen den Zylindern spielt beim hier untersuchten 3-Zylinder-Motor, aufgrund des im Vergleich zum Auslass-Event genügend großen Zündabstandes, keine Rolle, sodass dieser Effekt unabhängig von der Restgasausspülung komplett ausgenutzt werden kann.

Mit steigender Motordrehzahl an der Volllast muss das Wastegate zunehmend geöffnet werden, da das Turbinenlaufrad bereits seinen maximalen Durchsatz erreicht hat. Bei RP ist daher das Spüldruckgefälle trotz der höheren Abgastemperatur negativ. Dies liegt neben dem schlechten Turboladerwirkungsgrad auch am steigenden Druckverlust in der Abgasanlage und somit steigendem Absolutdruck nach Turbine. Eine Ventilüberschneidung, wie im LET, ist daher in jedem Fall zu vermeiden. Abb. 3.2 zeigt zusätzlich den Nennleistungspunkt, welcher nur mit geöffnetem Wastegate erreicht werden kann. Der Vorteil des höheren Abgasmassenstroms infolge Abblasens über das Wastegate wird mit einer starken Zunahme des Turbinendruckverhältnisses erkauft.

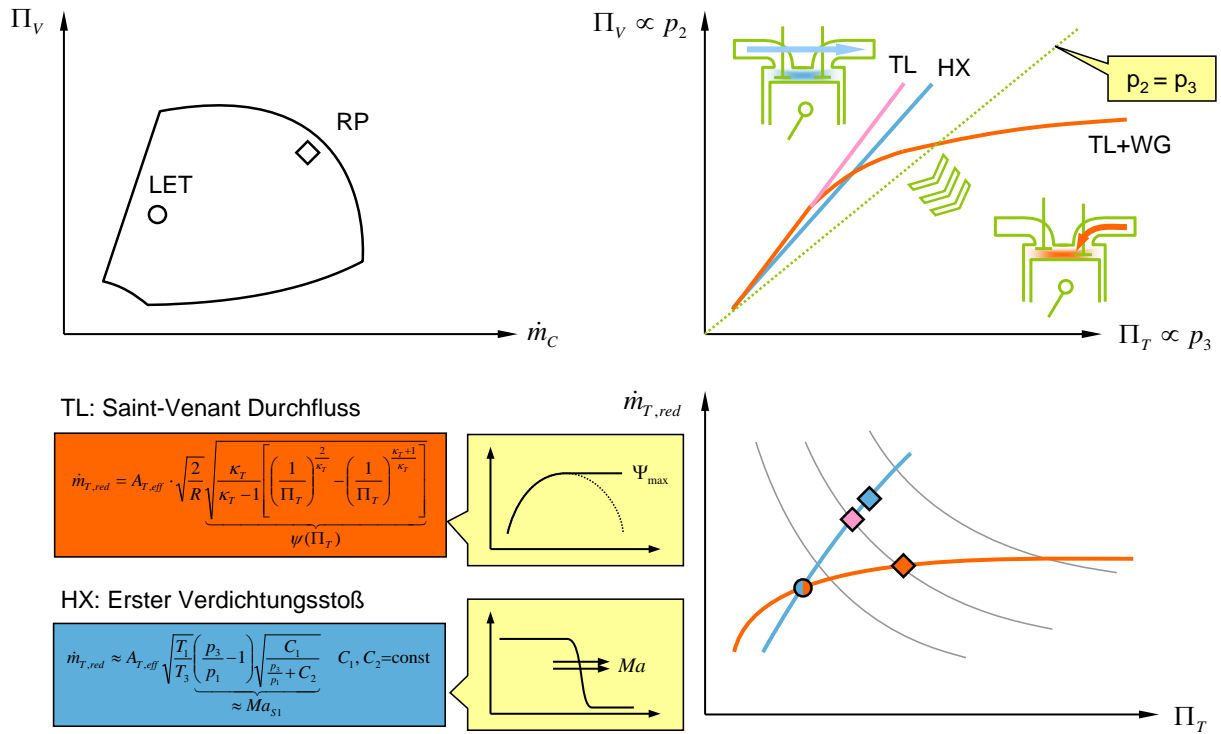


Abbildung 3.3: Einfluss einer steileren Drosselkurve im Nomogramm

Im unteren rechten Diagramms lässt sich ablesen, dass sich durch eine steilere Drosselkurve der Motorbedarf besser abdecken und sich das Abblasen über das Wastegate reduzieren ließe. Die Turbine mit variabler Geometrie (VTG) kommt dieser Forderung durch einen

variablen Turbinenquerschnitt nach, womit sich der maximal mögliche Durchsatz durch Anstellen der Leitschaufeln verändern lässt. Der prinzipiell eher horizontale Verlauf der Durchflusskurve bei jeweils konstanter VTG-Stellung bleibt davon jedoch unberührt. Beim Druckwellenlader hingegen ist der Verlauf der Durchflusskurve bereits bedingt durch das physikalische Wirkprinzip steiler. Abb. 3.3 zeigt den prinzipiellen Verlauf der Durchflusskurve infolge des ersten Verdichtungsstoßes. Bei hohen Turbinendruckverhältnissen wird in der Turbine im engsten Querschnitt Schallgeschwindigkeit erreicht, wodurch der reduzierte Massenstrom, analog zu einer Drossel, nicht weiter gesteigert werden kann. Beim Druckwellenlader findet der Expansionsprozess bereits instationär in Form von Druckwellen statt, welche sich mit lokaler Schallgeschwindigkeit ausbreiten. Der Durchsatz wird vorwiegend durch die Dichte des Heißgases vor Eintritt in das Zellenrad bestimmt, welches der Druckwelle folgt.

3.2 Versuchsaufbau Heißgas-Prüfstand

Sowohl Hyprex-Druckwellenlader als auch der Basis-Turbolader wurden an einem Heißgas-Prüfstand der *IAV GmbH* vermessen. Das Heißgas wird in einer mit beruhigter Druckluft und Erdgas gespeisten Brennkammer erzeugt. Die Temperaturregelung findet dabei über Sekundärluft statt, welche gleichzeitig zur Kühlung der Brennkammerwand genutzt wird. Der Versuchsaufbau für den Druckwellenladerbetrieb unterscheidet sich jedoch von dem des Turboladers in einigen wichtigen Aspekten. In Abbildung 3.4 ist der Aufbau mit Druckwellenlader und den dazugehörigen Fluidpfaden schematisch dargestellt. Da Luft und Heißgas im Zellenrad nicht räumlich voneinander getrennt sind, kann zum einem Heißgas auf die Luftseite übersprechen und zum anderen wird kontinuierlich Spülluft im Niederdruckprozess durchgesetzt. Daher ist es nötig die Massenströme sowohl vor „1“ als auch nach Verdichtung „2“ zu bestimmen. Für diesen Zweck wird die bereits vorhandene Closed-Loop-Einheit genutzt, welche normalerweise zum Aufpumpen bzw. Evakuieren des Verdichterkreislaufs dient. Diese besteht aus zwei Kühlern, einem Abscheider, einem Massenstrommessgerät und einem Stellventil. Für den Fall der Massenstrombestimmung der Ladeluft wird die Closed-Loop-Einheit in offener Konfiguration nach Ladeluftaustritt angeordnet (siehe Abb. 3.4). Die Ladeluft wird darin zunächst gekühlt, gereinigt und danach der Massenstrom mittels Turbinenradzähler (bzw. Quantometer) und Dichte ermittelt. Unter der Annahme, dass keine Leckage in die Umgebung auftritt, können somit alle vier Massenströme bestimmt werden. In vorangegangenen Stichversuchen wurde die CO_2 -Konzentration der Ladeluft gemessen, um den rezirkulierten Abgasanteil berechnen zu

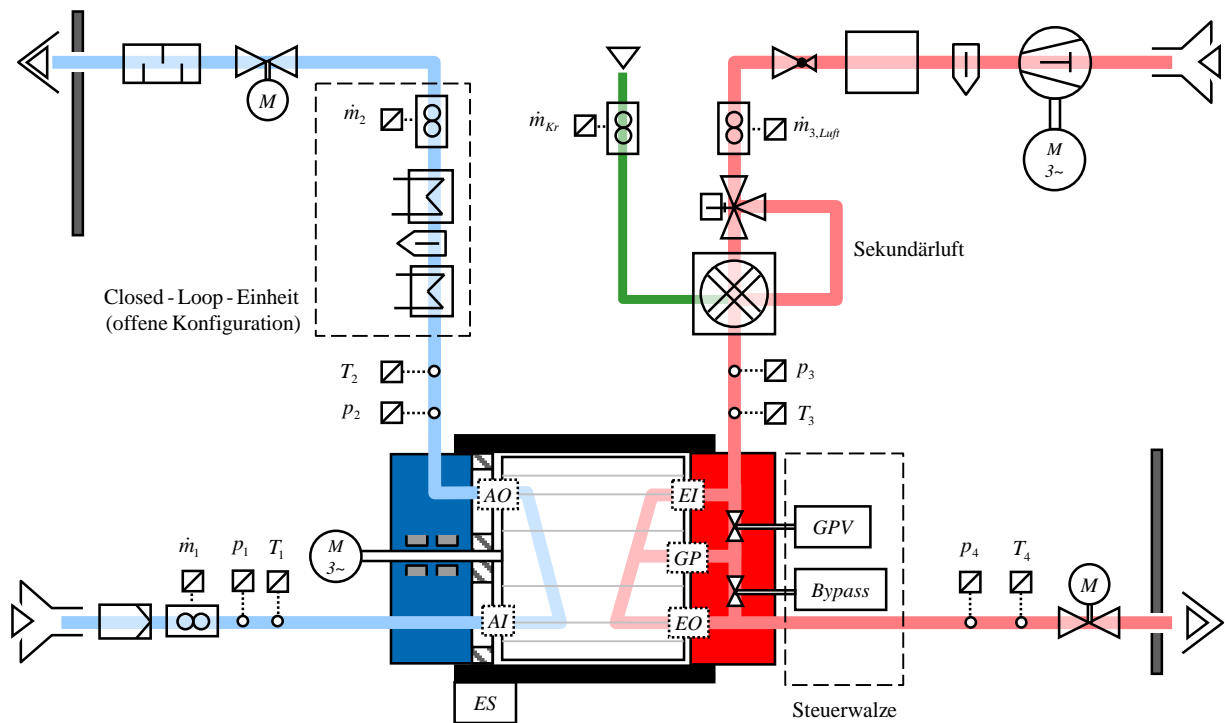


Abbildung 3.4: Versuchsaufbau für den Druckwellenladerbetrieb am Heißgas-Prüfstand der IAV GmbH

können. Da sich im stationären Betrieb innerhalb der Betriebsgrenzen keine messbare AGR-Rate ergab, wurde auf diese aufwendige Messtechnik verzichtet. Auf der Heißgasseite wurde zusätzlich ein hohtemperaturbeständiges pneumatisch aktuiertes Stellventil eingebaut, mithilfe dessen sich der Spülgegendruck für den Niederdruckprozess einstellen lässt. Zusätzlich wird die Oberflächentemperatur am Ladeluftaustritt zur Überprüfung der Betriebspunktconvergenz genutzt. Die Größen, die am Heißgasprüfstand veränderlich sein sollen, um die Randbedingungen des Verbrennungsmotors darzustellen, sind folgende:

- Abgasmassenstrom \dot{m}_3 : Der Abgasmassenstrom (bzw. Volumenstrom) führt zu einem Druckaufbau am Heißgaseintritt des Laders, woraus dieser mithilfe des rotierenden Zellenrads Druckwellen generiert, die zur Übertragung auf die Frischluft und somit zur Ladedruckgenerierung genutzt werden. Je höher der Massenstrom, desto höher das erzielbare Verdichterdruckverhältnis. Nach oben hin wird der Massenstrom begrenzt durch unzureichendes Spülen der Zellen. Die Spülrate muss ausreichend hoch sein, um restliches Abgas aus den Zellen mit Frischluft zu spülen und um den Lader zu kühlen. Weiterhin treten aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeiten zunehmend Druckverluste auf, die den Gesamtwirkungsgrad reduzieren. Bei sehr niedrigen Massenströmen nimmt die Spülrate zu Lasten des Ladedrucks stark zu.

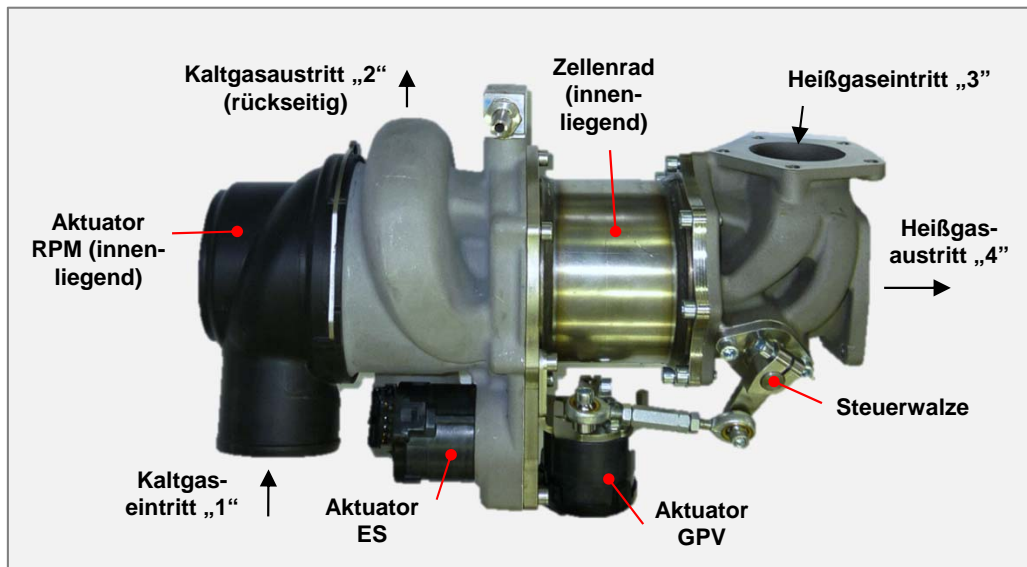


Abbildung 3.5: Hyprex-Druckwellenladers HX94 von Benteler Automobiltechnik

- Abgastemperatur T_3 : Eine hohe Abgastemperatur führt zu einem hohen Volumenstrom des treibenden Heißgases, wodurch ein höherer Ladedruck erzielt wird. Die Spülrate wird aufgrund des positiven Dichteunterschieds zur Frischluft gesteigert (vgl. Kapitel 4.4), sodass die für die Spülrate nachteilige höhere relative Füllung des Zellenrades kompensiert wird. Gleichzeitig steigt aber auch der Wärmeeintrag in den Lader, wodurch die Kühlung verstärkt werden muss.
- Ladedruck p_2 : Dieser wird so eingestellt, dass der Ladeluftmassenstrom gleich dem Abgasmassenstrom ist (motorische Randbedingung).
- Abgasgegendruck p_4 : Dient zur Abbildung des Druckverlustes der Motor-Abgasanlage. Beim Ausspülen der Abgase gegen den erhöhten Druck muss vom Niederdruckprozess mehr Arbeit verrichtet werden. Dadurch wird die Spülrate drastisch reduziert.

Der Hyprex-Druckwellenlader (siehe Abb. 3.5) verfügt über drei voneinander unabhängige Aktuatoren, die, mit dem Prüffeldrechner verbunden, Betriebspunktabhängig verstellt werden können.

- Rotordrehzahl RPM : Bei hohen Abgasmassenströmen ist in der Regel auch eine hohe Rotordrehzahl erforderlich. Dies kompensiert den mit höherer relativer Füllung einhergehenden Abfall der Spülrate. Das Spülen geschieht jedoch zu Lasten des Hochdruckprozesses, wodurch das Verdichterdruckverhältnis leicht abfällt. Nach oben hin ist die Rotordrehzahl durch die Maximaldrehzahl des Rotorantriebs begrenzt,

nach unten hin durch den Freilaufbetrieb, wenn das Windmühlenmoment das Reibmoment des Laufzeugs übersteigt.

- Kantenschieber (Edge Shift) *ES*: Je höher die Rotordrehzahl, desto später muss in der Regel auch der Kantenschieber gestellt werden. Dadurch bleibt der Druckwellenprozess abgestimmt. Wird der Kantenschieber zu früh oder zu spät gestellt, sinkt der Gesamtwirkungsgrad und damit Ladedruck und Spülrate.
- Gastaschenventil (Gas Pocket Valve) *GPV*: Ist in die Steuerwalze integriert (siehe Abb. 3.6) und wird durch deren Drehung im Heißgasgehäuse gestellt. Es dient entweder zum Abschließen der Gastasche oder zum Einstellen des Zuflusses von Abgas aus dem Heißgaseintritt. Eine geschlossene GPV-Stellung führt in der Regel zu bestem Gesamtwirkungsgrad und damit höchstem Ladedruck, bei jedoch geringer Spülrate. Ist mehr Spülung erforderlich, muss das GPV geöffnet werden. Dadurch sinkt der Druck am Heißgaseintritt und zusätzlich, infolge des geringeren Gesamtwirkungsgrades, der Ladedruck. Wird die Steuerwalze bei nahezu geöffnetem GPV weiter gedreht, wird ein Bypass geöffnet (siehe Abb. 3.4), über den überschüssiges Abgas, am Zellenrad vorbei, direkt in die Niederdruckleitung gelangen kann.

Ein integrierter bürstenloser Dreiphasenелеktromotor, betrieben über ein externes Steuergerät mit einer elektrischen Leistungsaufnahme von ca. 250 W, stellt die gewünschte Drehzahl des Zellenrades bis zu einem Maximalwert von etwa $13\,000\text{ min}^{-1}$ ein. Die Wellendrehzahl, Strom und Spannung des Motors werden gemessen und vom Steuergerät an den Prüffeldrechner zurückgegeben. Anhand der Motorkennlinie kann unter Berücksichtigung elektrischer Verluste das mechanische Antriebsmoment des Elektromotors berechnet werden. Im stationären Fall entspricht dieses der Summe aus Reibmoment und dem Drehmoment infolge der am Zellenrad angreifenden Gaskräfte. Letztere resultieren aus dem nicht parallelen Einströmen der Gase in das Zellenrad und erzeugen damit das sogenannte Windmühlenmoment (siehe auch Abb. 4.15). Das verwendete Steuergerät lässt keine Rückspeisung durch den Elektromotor zu, wodurch der Betrieb auf den Bereich begrenzt ist, in dem der Elektromotor nicht angetrieben wird, bzw. das Windmühlenmoment das Reibmoment nicht übersteigt. Findet dies dennoch statt, schaltet ein Sicherheitsrelais den Elektromotor ab, wodurch der Lader in den Freilauf übergeht und die Rotordrehzahl nicht mehr konstant gehalten werden kann.

Eine Versorgung mit Schmieröl ist aufgrund der auf Lebensdauer fettgeschmierten Wälzlager nicht nötig. Generell kann der Lader aufgrund des mit Luft selbstkühlenden Prinzips ohne Kühlwasserversorgung betrieben werden. Da aus vorhergehenden Versuchen

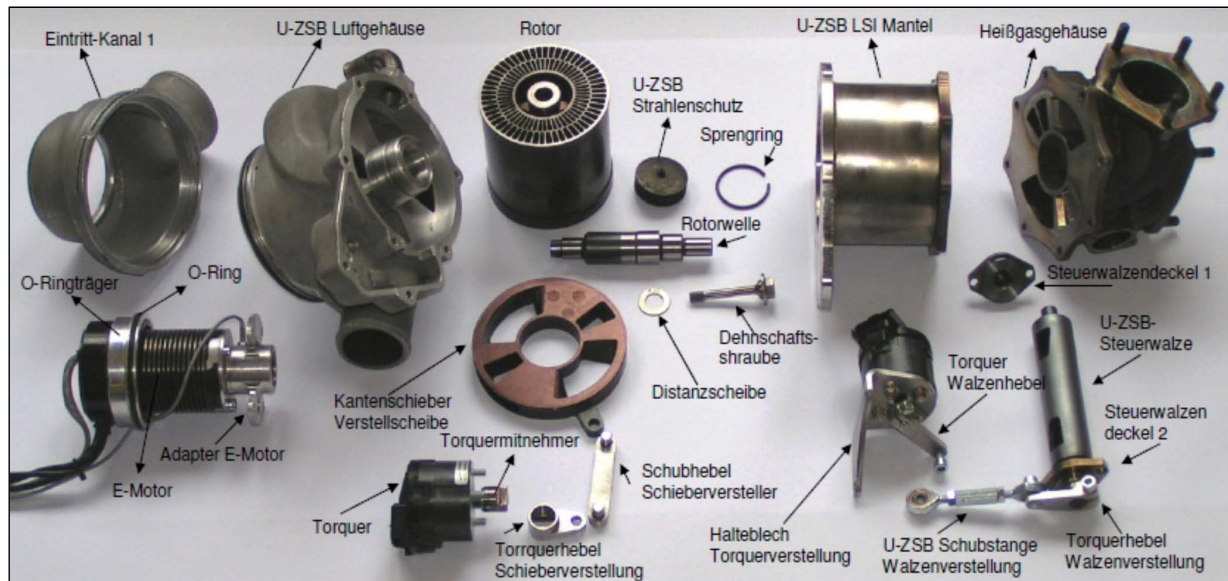


Abbildung 3.6: Übersicht der Komponenten des Hyprex-Druckwellenladers von Benteler Automobiltechnik – Quelle: Benteler AG

bereits bekannt war, dass eine zusätzliche Kühlung des Laders einen Betrieb bei höherer Verbrennungsmotorleistung ermöglicht, wurde zu Testzwecken ein Kühlwasserkanal in der Nähe der Lagerung eingebracht, sodass die Wellennabe leicht gekühlt werden kann. Eine vollständige beide Lager umschließende Kühlfunktion konnte aufgrund der Konstruktion des Prototypen im Nachhinein nicht mehr untergebracht werden.

3.3 Versuchsdurchführung

Im Gegensatz zum Wastegate-Turbolader, der in der Regel mit geschlossenem Wastegate vermessen wird, müssen beim Hyprex-Druckwellenlader drei verschiedene Aktuatoren gestellt werden, um den Betriebspunkt festzulegen. Daher musste eine Vermessungsmethode entwickelt werden, die den Druckwellenlader bei vertretbarem wirtschaftlichen Aufwand thermodynamisch vollständig abbildet.

In Abschnitt 2.5 wurde beschrieben, dass dafür die Variation der drei Eingangsgrößen *SREL*, Rotordrehzahl und Abgastemperatur notwendig ist. Anstelle von *SREL* kann unter Berücksichtigung von Gl. 2.13 aber auch der Ladeluftmassenstrom variiert werden. Hier soll anstelle der relativen Füllung der Ladeluftmassenstrom bzw. bei Kopplung an den Abgasmassenstrom dieser als variable Eingangsgröße betrachtet werden, da dies einen einfacheren Vergleich mit dem Turbolader ermöglicht. Beim Hyprex-Druckwellenlader kommen zusätzlich noch die Aktuatoren GPV und ES hinzu, wodurch sich die Zahl

Aufladesystem	\dot{m}_V	\dot{m}_T	T_3	RPM	GPV/VTG	ES
ATL Wastegate	✓	✓	—	—	—	—
ATL VTG	✓	✓	—	—	✓	—
DWL Comrex	—	✓	✓	✓	—	—
DWL Hyprex	—	✓	✓	✓	✓	✓

Tabelle 3.1: Freiheitsgrade bei der Vermessung von Abgasturbolader und Druckwellenlader

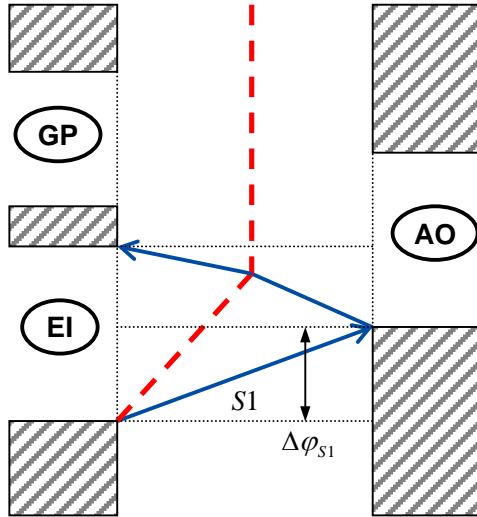
der Freiheitsgrade gegenüber dem Comrex-Druckwellenlader auf fünf erhöht (vgl. Tab. 3.1). Beim Abgasturbolader kann das Wastegate für die Vermessung geschlossen bleiben, da dieses keinen Einfluss auf den Prozess am Turbinenlaufrad hat. Ebenfalls keinen Einfluss auf die strömungsmechanischen Vorgänge hat die Heißgastemperatur. Lediglich die Wärmeströme bei sehr kleinen Massenströmen werden davon beeinflusst. Der Verdichtermassenstrom wird über das Stellventil nach Verdichteraustritt eingestellt, die Turboladerdrehzahl durch den Turbinenmassenstrom. Am Heißgas-Prüfstand können Verdichter- und Turbinenmassenstrom für die jeweilige Kennfeldvermessung unabhängig voneinander variiert werden, während das Leistungsgleichgewicht im stationären Fall durch die Turboladerwelle erzwungen wird.

Das Gastaschenventil beim Hyprex-Druckwellenlader hingegen hat sowohl Einfluss auf den Ladedruck als auch auf den Spülprozess. Um die Spülluftmenge bzw. die Spülrate ausreichend hoch zu halten, ist das Öffnen des GPV in bestimmten Betriebsbereichen unerlässlich. Die Spülluft erfüllt dabei zwei wichtige Aufgaben:

- Ausspülen des durch Mischung in der Zelle vorhandenen Restabgases
- Kühlung der Wälzlager und des Zellenrades (Anstreifgefahr)

Da die Vermessung mit fünf Freiheitsgraden sehr aufwendig ist, wird das Messprogramm schrittweise vereinfacht. Der erste Schritt dabei ist die Kopplung des Ladeluftmassenstroms an den Abgasmassenstrom. Das heißt, dass nur solche Massenstromkombinationen zulässig sind, die am Motor stationär fahrbar sind. Der Unterschied zwischen Luft- und Abgasmassenstrom wurde durch ein konstantes und stöchiometrisches Luftverhältnis berücksichtigt. Der Einfluss eines veränderlichen Verbrennungsluftverhältnisses, wie z. B. durch Volllastanfettung oder Magerbetrieb, wird gegenüber dem Luftmassenstrom zunächst als klein angenommen.

Weiterhin wurde zur Festlegung des Steuerwinkels für den Kantenschieber ein physikalisch basierter Ansatz (semi-empirisch) gewählt. Als Grundlage dient der Skelettprozess, in dem Stöße als Linien dargestellt werden können. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit des Stoßes kann damit über am Prüfstand verfügbare Messwerte hinreichend genau berechnet



Ausbreitungsgeschwindigkeit des ersten Stoßes „S1“:

$$w_{S1} = \sqrt{\kappa_{Luft} R_{Luft} T_1} \sqrt{1 + \frac{\kappa_{Luft} + 1}{2\kappa_{Luft}} (\pi_{S1} - 1)}$$

Eintreffwinkel von S1 ist abhängig von Zellenlänge und Rotordrehzahl:

$$\Delta\varphi_{S1} = \omega \cdot \Delta t_{S1} = 2\pi n \cdot \frac{L_{Zelle}}{w_{S1}}$$

Der optimale ES-Winkel ist in Realität meistens geringer als der ideale Eintreffwinkel:

$$\Delta\varphi_{ES} = ESF \cdot \Delta\varphi_{S1}$$

Abbildung 3.7: Skelettprozess für die Bestimmung des idealen Eintreffwinkels des ersten Stoßes

werden. Abb. 3.7 zeigt den Verlauf des ersten Stoßes in Verbindung mit der Geometrie des Kantenschiebers. Zur Berücksichtigung nicht analytisch darstellbarer Einflüsse wurde der ES-Faktor ESF eingefügt.

Zur Validierung des Ansatzes wurden mehrere ES-Variationen unter unterschiedlichen Randbedingungen, darunter Abgastemperatur und Rotordrehzahl, vermessen. Abb. 3.8 zeigt den Verlauf des Gesamtwirkungsgrades nach Gl. 3.1 über dem ES-Faktor und den physikalischen Steuerwinkel der Öffnungskante des Ladeluftkanals (Air Outlet AO) für einen Hyprex-Druckwellenladers größeren Typs HX116.

Das globale Maximum liegt hier bei einem ES-Faktor von etwa 0,9. Unabhängig von Abgastemperatur, Abgasmassenstrom, Rotordrehzahl und ebenfalls leichter Öffnung des Gastaschenventils stellt sich stets der gleiche Wert ein. Der so ermittelte optimale ES-Faktor konnte daraufhin für diesen Prototypen für die gesamte Messung konstant gehalten werden. Der Stellbereich des Kantenschiebers ist konstruktiv begrenzt, wodurch bei sehr hohen Rotordrehzahlen nicht der optimale Öffnungswinkel eingestellt werden konnte.

Nach Festlegung der Position des Kantenschiebers verbleiben dennoch weiterhin die Drehzahl und das Gastaschenventil als freie Parameter. Prinzipiell lässt sich mit Öffnen des GPV der Ladedruck senken, indem der Eintrittsquerschnitt für das Heißgas vergrößert und somit dessen Druck vor dem Eintritt in das Zellenrad verringert wird. Zum anderen wird durch das Umleiten von Heißgas weg vom Hoch- hin zum Niederdruckteil des Druckwellenladers die Spülrate erhöht. Die Drehzahl muss prinzipiell erhöht werden, wenn der Durchsatz erhöht werden soll, um ausreichende Spülung zu gewährleisten.

Daher wurde der in Abb. 3.9 dargestellte Kennlinienansatz gewählt, der sich aus drei

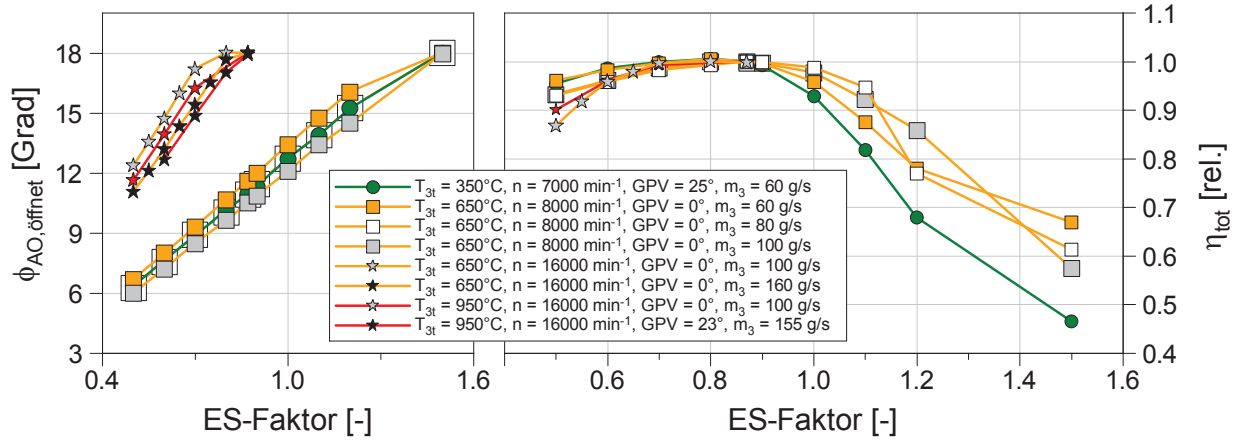


Abbildung 3.8: Variation des ES-Faktors (ESF) für unterschiedliche Randbedingungen am Druckwellenlader-Typ HX116

Abschnitten zusammensetzt, wobei die Abgastemperatur, ES-Faktor und Drehzahl konstant gehalten werden: GPV offen – Spülrate konstant auf der Spülgrenze (GPV schließt) – GPV geschlossen. Gestartet wird mit offenem GPV bei niedrigstem Massenstrom. Dies stellt einen Betrieb bei ausreichender Spülung sicher, da der Abgasmassenstrom zum größten Teil in den Niederdruckprozess umgeleitet wird. Der Massenstrom wird nun schrittweise erhöht, bis eine der Betriebsgrenzen für Ladelufttemperatur T_2 (direkt nach Luftauslass), Spülrate oder Antriebsmoment erreicht wird. Das Zellenrad hat nun eine hohe relative Füllung. Dieser Punkt stellt den untersten Punkt der Spülgrenze dar. Die Spülgrenze ihrerseits ist durch eine konstante kritische Spülrate definiert, die eine ausreichende Kühlung der rotierenden Teile sicherstellt. Mit schließendem GPV wird der Eintrittsquerschnitt in das Zellenrad wieder verringert, wodurch der Druck des Heißgases vor Eintritt ansteigt und damit auch das Expansionsdruckverhältnis. Der Anteil des Heißmassenstroms in den Hochdruckprozess steigt dadurch ebenfalls, wodurch dem Niederdruckprozess, dessen Hauptaufgabe das Spülen der Zellen ist, an Enthalpie verliert und damit die Spülrate sinkt. Daher muss gleichzeitig der Abgasmassenstrom reduziert werden, um wieder ausreichende Spülung herzustellen. Der geringstmögliche Abgasmassenstrom wird durch die Brennkammer bestimmt (Bauteilschutz), bei der eine ausreichende Sekundärluft-Kühlung sichergestellt werden muss.

Als besonders kritisch erwies sich der Betrieb im Bereich hoher Ladedrücke und Abgasmassenströme. Zum einen wird der Rotor dort nahe dem Freilauf betrieben, wodurch es zu Drehzahlschwankungen, sowie bei weiterer Erhöhung des Abgasmassenstroms zu einem starken Anstieg der Rotordrehzahl kommt. Zum anderen ist die Temperatur im Bereich des Rotors aufgrund der sinkenden Spülrate und der gleichzeitig hohen Ladelufttemperatur besonders groß. Letztere stellt insbesondere ein Problem für die

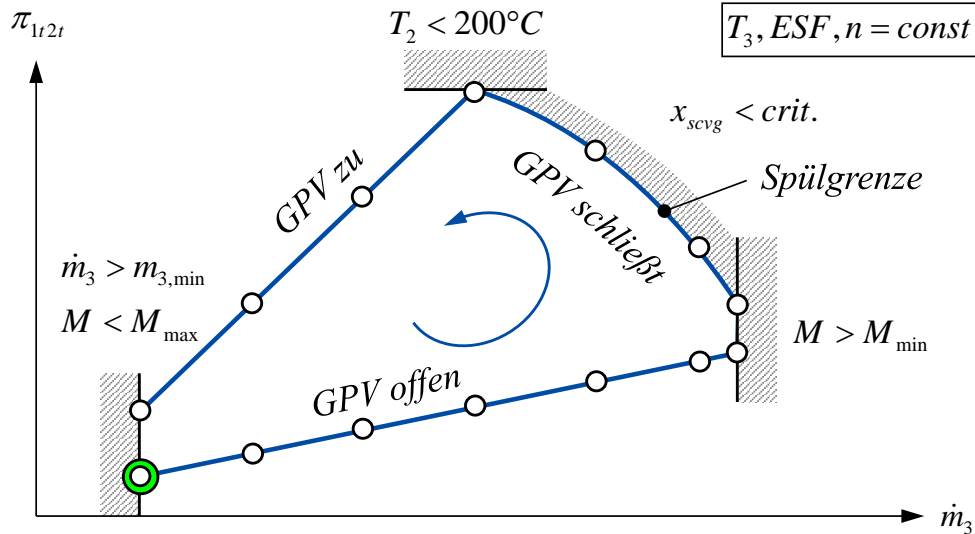


Abbildung 3.9: Gewähltes Prinzip der Kennlinienvermessung für Hyprex-Druckwellenlader (Standardkennlinie)

kaltgasseitig angeordnete Wälzlagerung als auch für den AlSi-Kantenschieber dar. Das Fett in den Lagern würde bei höheren Temperaturen flüssig und aus diesen ablaufen, wodurch die Schmierung nicht mehr gewährleistet wäre, was einen Lagerschaden zur Folge hätte. Der Kantenschieber ist aufgrund seines Materials sowohl kritisch hinsichtlich Festigkeit als auch Wärmedehnung und damit Anstreifen am Rotor bzw. Klemmen. Daher wurde beim Erhöhen der Abgastemperatur die Spülgrenze ebenfalls angehoben, um stets ausreichend Kühlung zu gewährleisten.

3.4 Messergebnisse

3.4.1 Aktuatoren

Für die spätere Bestimmung des für den Freilauf verantwortlichen Windmühlenmoments muss die Reibkurve des Laufzeugs bekannt sein. Diese ist stark abhängig von der eingestellten Axiallagervorspannung und wird daher für jeden Prototypen am Heißgasprüfstand bestimmt. Ohne Gasbeaufschlagung werden mithilfe des Elektromotors verschiedene konstante Rotordrehzahlen eingestellt und aufgenommener elektrischer Motorstrom und Motorspannung aufgezeichnet. Anhand der Referenz-Kennlinie des Elektromotors [49] kann aus dem Strom dessen Drehmoment berechnet werden. Die Maximaldrehzahl kann dabei durch Anheben der Versorgungsspannung erhöht werden. Übersteigt die Rotordrehzahl im Falle des Freilaufs die maximale Motordrehzahl, würde Strom in das

Steuergerät zurückgespeist. Um eine damit einhergehende Zerstörung zu vermeiden, muss das Steuergerät über ein Relais vom Motorstromkreis getrennt werden.

Abb. 3.10 zeigt das aus dem Motorstrom berechnete Reibmoment für den Rotordrehzahlbereich von 1000 bis 9000 min^{-1} . Da ab 9000 min^{-1} ohne Gasbeaufschlagung Resonanz auftrat, blieb die Reibmessung auf den unteren Drehzahlbereich beschränkt. Ein Regressionspolynom zweiter Ordnung gibt den Verlauf des gemessenen Bereichs gut wieder und lässt Rückschlüsse auf das Reibmoment bei höheren Drehzahlen zu. Die Maximaldrehzahl des Laufzeugs ergibt sich als Schnittpunkt von Reibkurve und Motorkennlinie und beträgt je nach Versorgungsspannung zwischen 13 000 und 14 000 min^{-1} . Das Reibmoment in diesem Punkt beträgt etwa 9,5 Ncm.

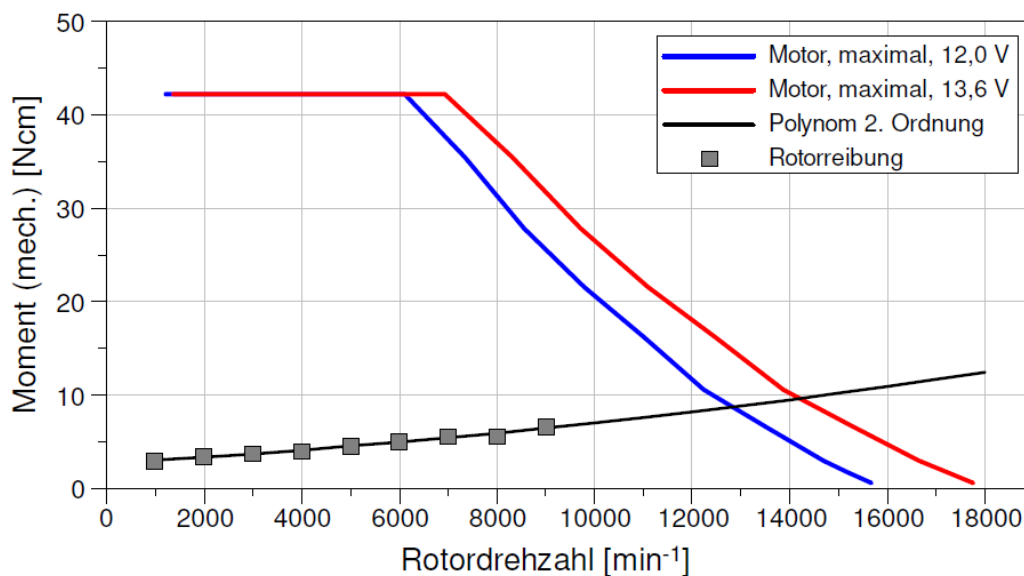


Abbildung 3.10: Reibmoment des Laufzeugs und maximal erzielbares Motormoment für verschiedene Versorgungsspannungen für den Druckwellenlader-Typ HX94

Die Differenz von Reib- und Motormoment wird als Windmühlenmoment definiert. Dieses ist positiv, wenn es das Zellenrad antreibt und negativ wenn es dieses verzögert. Abb. 3.11 zeigt den Verlauf der anliegenden Drehmomente am Beispiel einer Standardkennlinie. Im linken Teil der Abb. lässt sich ablesen, dass für niedrigen Abgasmassenstrom die Gaskräfte verzögernd wirken, wobei der Effekt bei geschlossenem GPV noch stärker ist, sodass ein größtmöglicher Massenstrom von 0,09 kg/s erreicht werden kann. Darüber hinaus kann dieser nicht weiter gesteigert werden, da das Steuergerät aufgrund der Freilaufgefahr unterhalb eines Motormoments von etwa 4 Ncm abschaltet. Im rechten Teil derselben Abb. wird als Teil derselben Standardkennlinie das Öffnen des GPV bei konstantem Abgasmassenstrom noch einmal separat dargestellt. Hier ist nun lediglich das Windmühlenmoment aufgetragen und zeigt explizit den Einfluss für das Öffnen

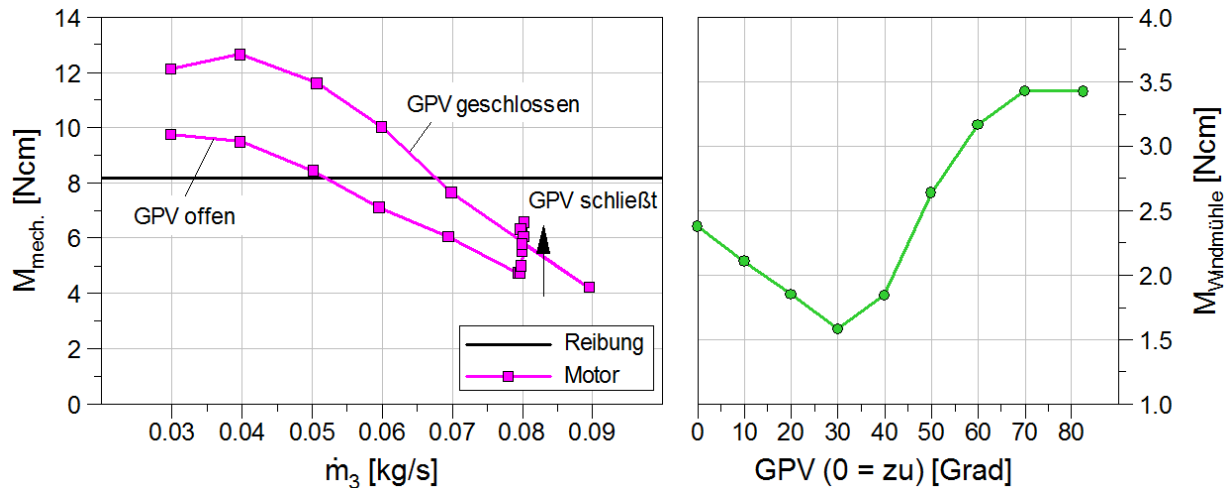


Abbildung 3.11: Links: Motor- und Reibmoment (Standardkennlinie 650 °C, 12 000 min⁻¹)
Rechts: resultierendes Windmühlenmoment bei sich öffnendem GPV und konstantem Abgasmassenstrom

des GPV. Bis zum Öffnungswinkel von 30° nimmt das Windmühlenmoment ab. Bei weiterem Öffnen steigt es wieder an und übertrifft ab einem Winkel von etwa 45° den Ausgangswert. Die Ursache für diesen nicht-monotonen Verlauf kann an dieser Stelle nicht genau geklärt werden, da neben dem Einfluss der ansteigenden Spülrate insbesondere die Massenstromaufteilung zwischen EI und GPV unbekannt ist. Genauere Auskunft kann das Komponenten-Modell geben, welches in Kapitel 4 näher beschrieben wird.

Wie in Abschnitt 3.3 gezeigt werden konnte, ist der ermittelte optimierte Wert des ES-Faktors nahezu unabhängig vom Betriebspunkt. Die Festlegung des Faktors findet daher anhand einer ES-Variation in einem ausgewählten Betriebspunkt zu Beginn der Kennfeldvermessung eines neuen Prototypen statt. Aus Abb. 3.12 lässt sich der optimale ES-Faktor von etwa 1,0 ablesen. Dieser Wert ist aufgrund der im Vergleich zum HX116 geringeren Winkelbreite von Kanal AO etwas größer, da bei geschlossenem GPV weniger Rückströmen kompensiert werden muss (vgl. Abschnitt 4.2.1).

3.4.2 Kennlinien

Im Anschluss daran wurden mehrere Standardkennlinien nach dem in Abschnitt 3.3 beschriebenen Verfahren vermessen und dabei Heißgastemperatur und Rotordrehzahl so eingestellt, dass ein möglichst großer für den Motorbetrieb relevanter Kennfeldbereich abgedeckt wird. Hierbei interessierten insbesondere Verdichterdruckverhältnisse im Bereich zwei bis drei bei geringst- und höchstmöglichem Heißgasmassenstrom. Abb. 3.13 zeigt den Ladertyp HX94 der Generation 28 im Vergleich zum HX116 Generation 30, welcher mit

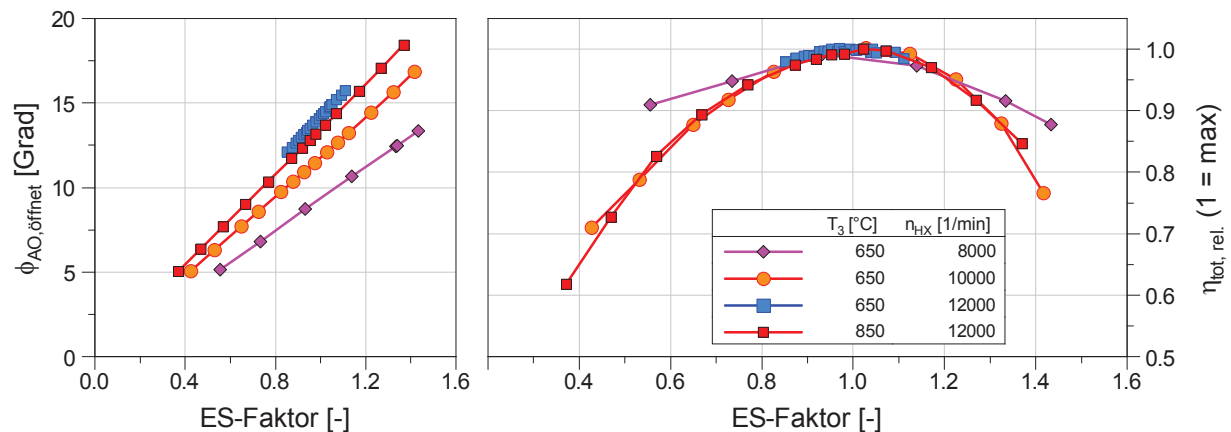


Abbildung 3.12: Bestimmung des optimalen ES-Faktors (ESF) für den Druckwellenlader-Typ HX94

einem Rotordurchmesser und Rotorlänge von 116 mm der nächstgrößeren Baureihe entspricht und für Ottomotoren mit ca. 2,01 Hubraum geeignet ist. Der HX94 weist aufgrund seines geringeren Zellenrad-Durchmessers und damit auch kleineren Hochdruckkanälen bei gleicher Heißgastemperatur und -massenstrom einen höheren Abgasgegendruck bzw. ein höheres Expansionsdruckverhältnis auf, woraus ein entsprechend höheres Verdichterdruckverhältnis erzeugt werden kann. Daher eignet sich der HX94 für kleinere Motoren mit einem Hubraum von etwa 1,0 l, bei denen aber gleich hoher Ladedruck gefordert ist. Der höchstmögliche Massenstrom ist dabei sowohl durch die Spülrate als auch durch den Rotor-Freilauf begrenzt. Der Aufladewirkungsgrad η_{tot} liegt im Maximum etwa 3%-Punkte höher als der des HX116.

Abb. 3.14 und Abb. 3.15 zeigen einige ausgewählte Standardkennlinien für den Druckwellenlader-Typ HX94. Der Ladedruck steigt prinzipiell mit zunehmendem Heißgasvolumenstrom. Der Messbereich der Kennlinien ist teils sehr eingeschränkt aufgrund der Ladelufttemperatur und des gegenüber dem HX116 sehr niedrigen Reibmoments und folglich sehr früh eintretenden Freilaufs. Die Spülrate steigt mit zunehmender Heißgastemperatur aufgrund des steigenden Dichteunterschieds zum Frischgas und fällt mit steigender Penetrationslänge bzw. relativer Füllung SREL (siehe Gl. 2.13) infolge des Heißgasmassestroms (vgl. [25]). Denn dadurch kommt der größere Teil der Abgasenthalpie dem Hochdruckprozess zugute und dem für die Spülung verantwortlichen Niederdruckprozess weniger. Durch Anheben der Rotordrehzahl und damit einhergehender Reduzierung der relativen Füllung sowie durch das Öffnen des Gastaschenventils lässt sich die Spülrate signifikant steigern. Diese erreicht lediglich bei sehr niedriger Heißgastemperatur oder Rotordrehzahl die Spülgrenze. In allen anderen Fällen erreicht entweder die Ladelufttemperatur ihren Grenzwert oder der Rotor geht in den Freilauf über. Für den HX94

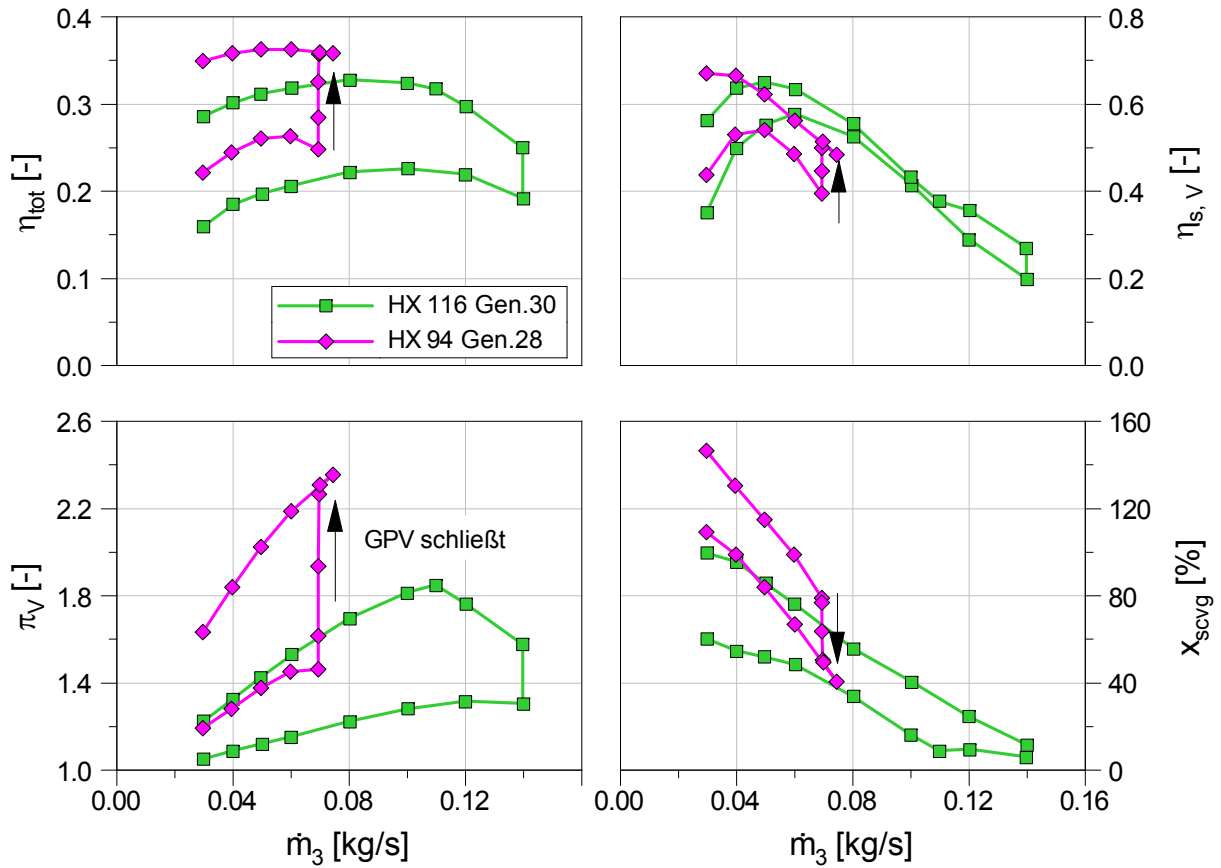


Abbildung 3.13: Vergleich von HX94 Gen.28 und HX116 Gen.30 – Standardkennlinien für $T_3 = 650^\circ\text{C}$, $n = 8000 \text{ min}^{-1}$

wurde bereits ein E-Motor verwendet, der sich für eine Serienanwendung sehr gut eignet. Im Vergleich zum HX116 ist der Motor viel kompakter und hat eine geringe Leistungsaufnahme. Für den Betrieb am Heißgasprüfstand bringt dies jedoch große Probleme für die Kennfeldvermessung mit sich. Die geringe Antriebs- als auch die fehlende Bremsleistung schränken den Kennfeldbereich bezüglich Abgasvolumenstrom und Rotordrehzahl sehr stark ein. Weiterhin wird die Vermessung sehr zeitaufwendig, da die relevanten Motorbetriebspunkte (insbesondere im Bereich der verbrennungsmotorischen Nennleistung) stets einen Betrieb des Laders in der Nähe des Freilaufs erfordern, wodurch die Einstellung der Randbedingungen und Aktuatoren umfangreich und sehr langsam erfolgen muss. Besser geeignet wäre hier ein leistungsstarker Versuchsmotor, mit dessen Hilfe sich das komplette strömungsmechanisch relevante Kennfeld des Druckwellenladers ermitteln ließe. Im Anschluss daran kann anhand der Wellenleistung und des Reibmoments der Verlauf des Windmühlenmoments ermittelt werden und der tatsächlich mögliche Betriebsbereich am Verbrennungsmotor abgeschätzt, bzw. eine Abstimmung von E-Motor und entsprechenden Anströmwindeln zur Einstellung des Windmühlenmoments vorgenom-

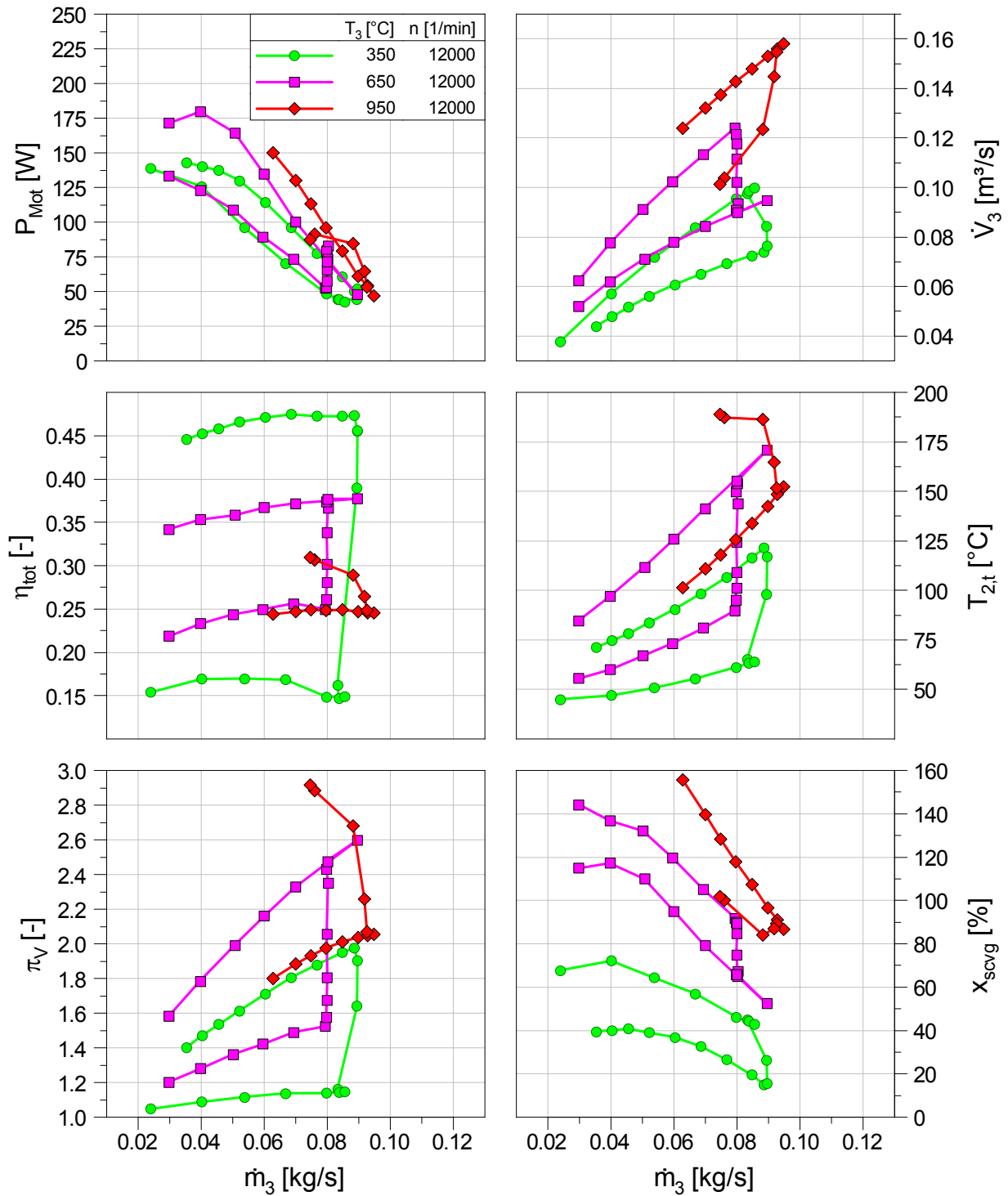


Abbildung 3.14: Druckwellenlader-Typ HX94 – Standardkennlinien für gleiche Rotordrehzahlen und drei unterschiedliche Heißgastemperaturen

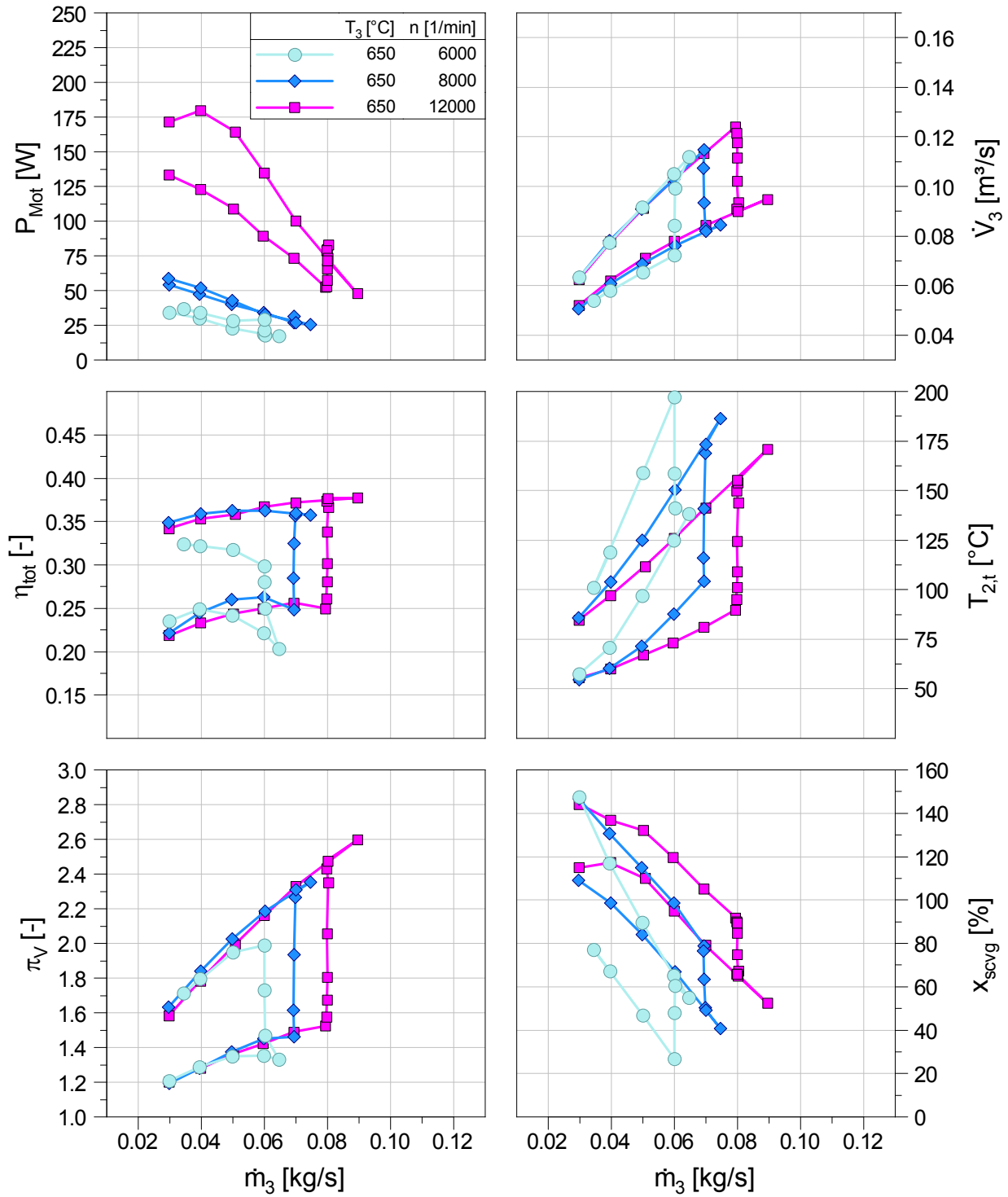


Abbildung 3.15: Druckwellenlader-Typ HX94 – Standardkennlinien für gleiche Heißgas-temperaturen und drei unterschiedliche Rotordrehzahlen

men werden. Als kritisch für die Lagerung des Druckwellenlader-Prototypen und hinsichtlich Freilauf sind daher insbesondere Betriebspunkte bei hoher Motorlast und Motordrehzahl zu sehen. Der Betrieb im Bereich des LET konnte aufgrund der Betriebsgrenze der Brennkammer nicht ausreichend vermessen werden. Für den motorischen Betrieb sind hier jedoch keine bauteilbedingten Ausfälle zu erwarten.

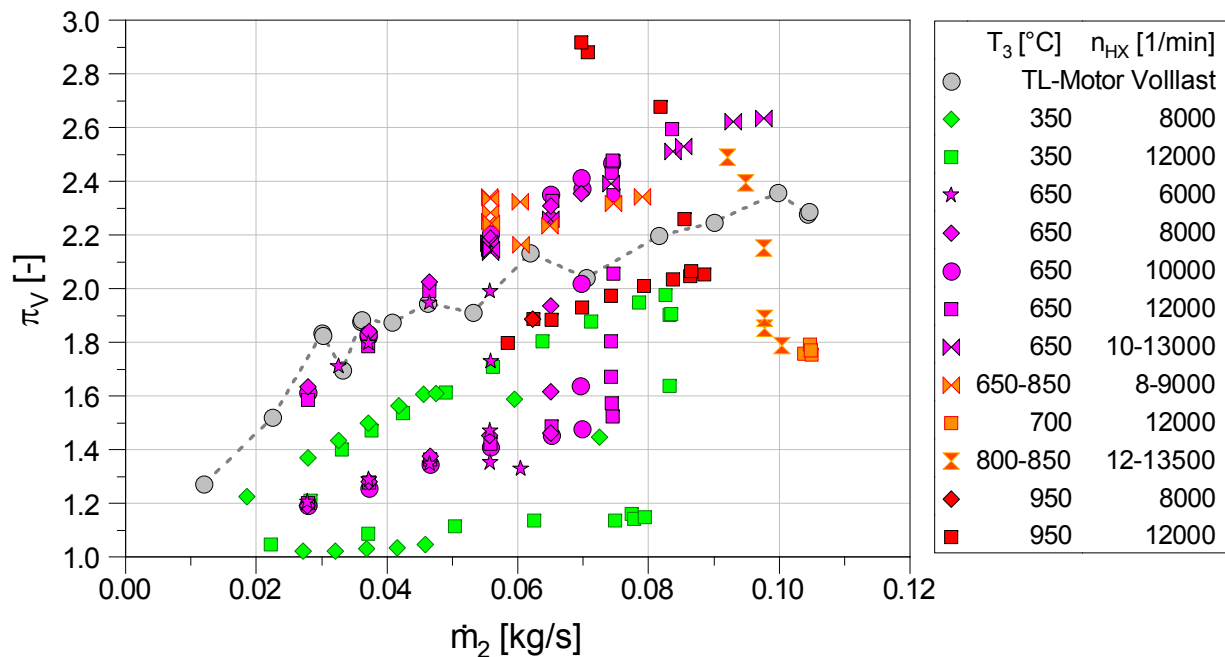


Abbildung 3.16: Druckwellenlader-Typ HX94 – Volllast des Basis-Motors mit Turbolader im Verdichter-Kennfeld des Druckwellenladers

Abb. 3.16 zeigt das Verdichtungsdruckverhältnis über dem Ladeluftmassenstrom (Verdichter-Kennfeld) für den Druckwellenlader und den turboaufgeladenen Basis-Motor. Hieran wird bereits deutlich, dass der HX94 bei einem Ladeluftmassenstrom von etwa 30 g/s nicht den vom Motor geforderten Ladedruck liefert. Um den LET des Motors dennoch zu erreichen, könnte aber z. B. die Abgastemperatur erhöht werden. Im Nennleistungspunkt bei etwa 105 g/s wurde der Druckwellenlader mit einer Drehzahl von bis zu 13 500 min^{-1} sehr nahe dem Freilauf betrieben. Der Freilaufbetrieb am Heißgasprüfstand erwies sich als sehr langwierig und instabil und wurde daher nicht vermessen. Es ist aber davon auszugehen, dass sich im Motorbetrieb ein Freilauf des Rotors einstellt, sodass auch höhere Rotordrehzahlen fahrbar sind.

Um den Betrieb zusammen mit dem Motor noch besser bewerten und mit dem Turbolader vergleichen zu können, soll der reduzierte Turbinenmassenstrom herangezogen werden. Dieser lässt sich ebenfalls für den Druckwellenlader berechnen, sodass anhand dessen das Aufstauverhalten des Aufladesystems bewertet werden kann. Im Gegensatz zum Turbolader

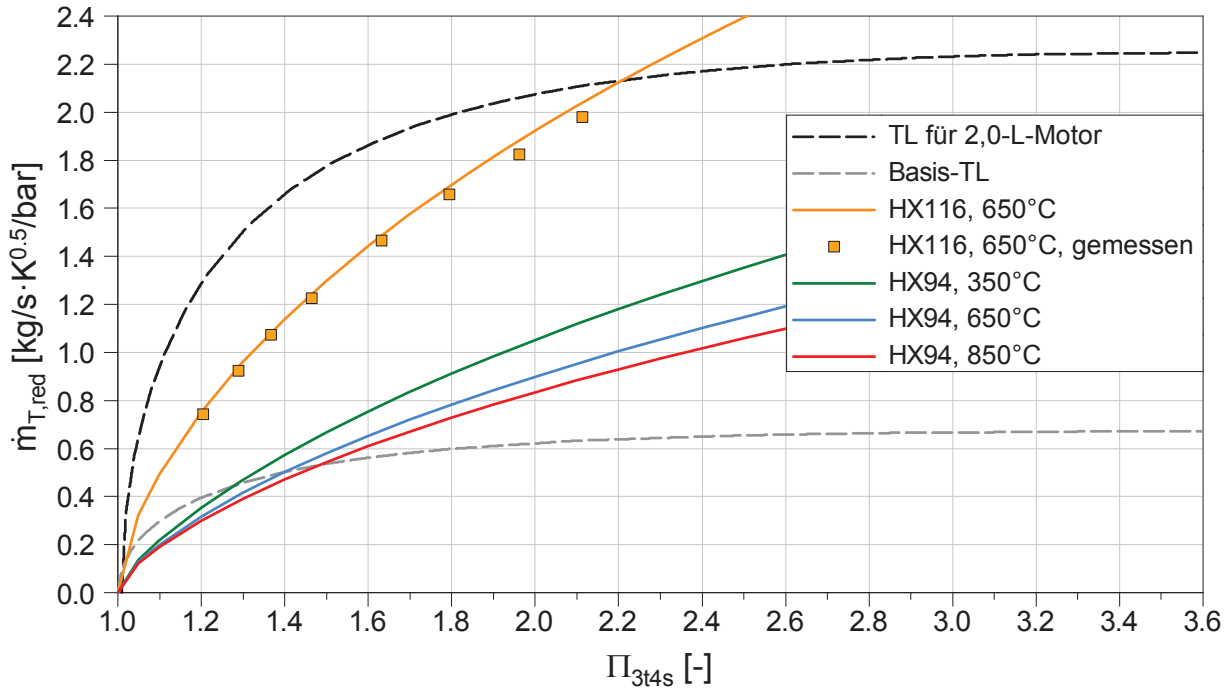


Abbildung 3.17: Vergleich des Aufstauverhaltens von Turbolader und Druckwellenlader

liegen die Kennlinien für den reduzierten Turbinenmassenstrom beim Druckwellenlader aufgrund des instationären gasdynamischen Prinzips des Stoßes (siehe Abb. 3.3) nicht aufeinander. Dies ist nur für den Abgasvolumenstrom der Fall. Abb. 3.17 zeigt das Aufstauverhalten für Turbolader und Druckwellenlader für jeweils zwei verschiedene Ladergrößen. Zur besseren Veranschaulichung im Bereich niedriger Expansionsdruckverhältnisse wurden die Messdaten jeweils durch einen semi-empirischen Ansatz ersetzt¹. Insbesondere im Bereich niedriger Druckverhältnisse zeigt der Ansatz gute Übereinstimmung mit der Messung. Deutlich wird der, wie in Abschnitt 3.1 bereits angedeutet, prinzipiell steilere Verlauf der Durchsatzkennlinie gegenüber dem Turbolader. Durch die direkte thermodynamische Kopplung von Expansions- und Verdichtungsprozess im Zellenrad des Druckwellenladers sind die jeweiligen Einzelwirkungsgrade nach Gl. 3.1 zur Bewertung der Güte des Aufladesystems ungeeignet.

Weiterhin sind die Strömungsprozesse sowohl beim Druckwellenlader als auch beim Turbolader stark von Wärmeströmen beeinflusst, was zusätzlich zur Verfälschung der auf Gas-temperaturen basierenden Einzelwirkungsgrade führt [50]. Die Güte des Aufladesystems soll daher anhand des Gesamtwirkungsgrads bewertet werden. Abb. 3.18 zeigt im unteren Teil diesen für verschiedene Drehzahllinien des Basis-Turboladers und für ausgewählte Kennlinien des Hyprex-Druckwellenladers bei verschiedenen Heißgastemperaturen. Für

¹für den Druckwellenlader wurde zusätzlich ein Leckageanteil mithilfe der Durchflussgleichung nach Saint-Venant berücksichtigt

350 °C und 650 °C sind jeweils nur die Abschnitte der Standardkennlinie bei geschlossenem Gastaschenventil dargestellt. Für 950 °C hingegen ist die gesamte Standardkennlinie dargestellt, da das Gastaschenventil aufgrund der Betriebsgrenzen Ladelufttemperatur und Brennkammertemperatur nicht komplett geschlossen werden konnte. Es ist eine deutliche Zunahme des Gesamtwirkungsgrads mit sinkender Heißgastemperatur über das Niveau des Basis-Turboladers hinaus zu erkennen. Dies lässt sich zu einem großen Teil auf die geringere Spülrate zurückführen, wodurch ein großer Teil des Abgases dem Hochdruckprozess zugute kommt. Wie im oberen Teil derselben Abb. zu sehen, steigt der Maximalwert der Spülrate bei einer Erhöhung der Abgastemperatur von 350 °C auf 650 °C von etwa 40 % auf 120 %. Dieser starke Anstieg der Spülrate ist im Wesentlichen durch die Auslegung der Hochdruckkanäle bedingt. Durch einen kleineren Kanal EI ließe sich die Spülrate verringern (vgl. Abschnitt 4.2.1), jedoch sinkt dann auch die Spülrate bei geringer Heißgastemperatur. Der Motorbetrieb fordert daher einen entsprechenden Kompromiss in der Auslegung.

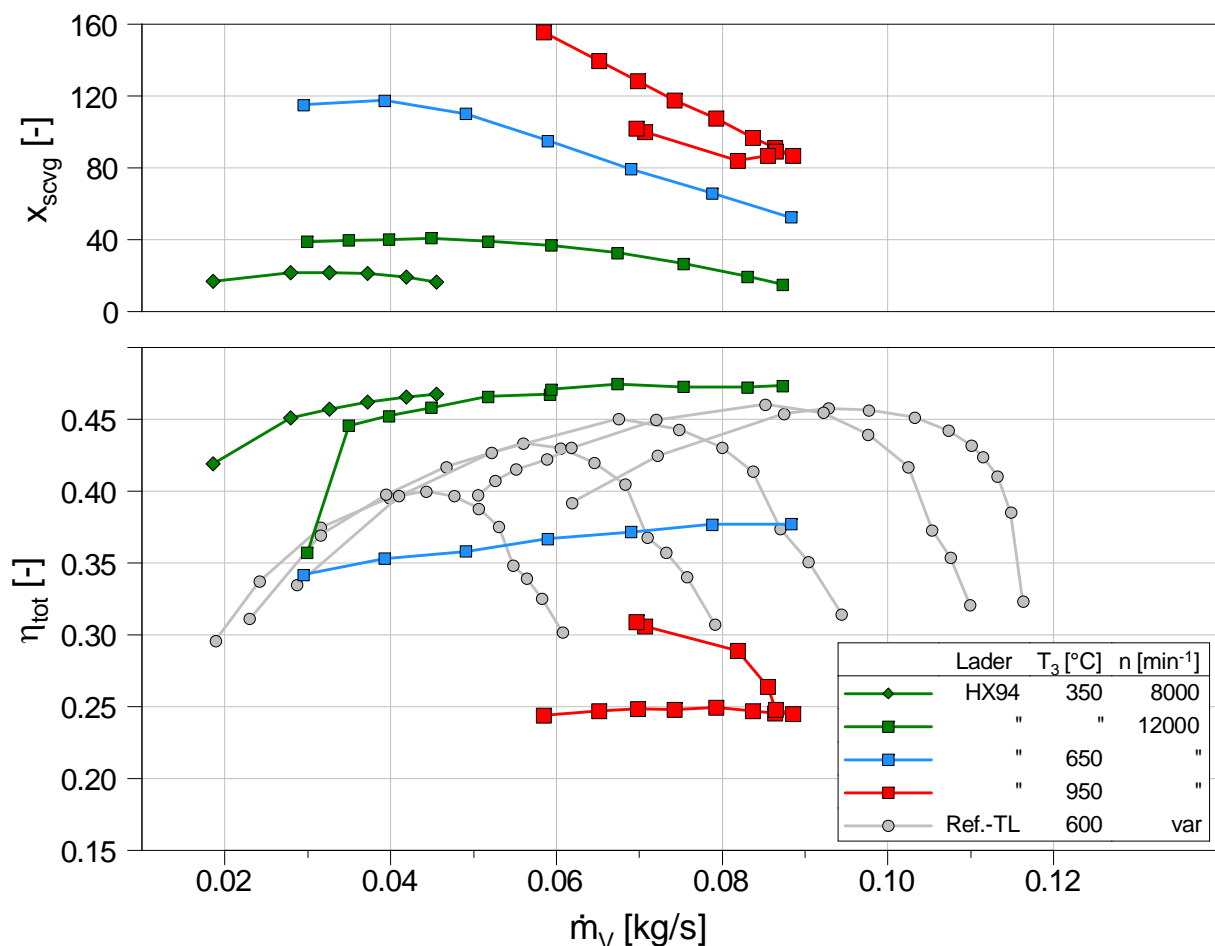


Abbildung 3.18: Gesamt- bzw. Turboladerwirkungsgrade für Hyprex-Druckwellenlader und Basis-Turbolader (unten) und dazugehörige Hyprex-Spülraten (oben)

Weitere Verluste ergeben sich aus dem erhöhten Wärmeübergang zwischen Heißgas und Frischluft sowohl über die Zellenwände als auch durch direkte Gasmischung. Bei 350 °C lässt sich der Gesamtwirkungsgrad darüber hinaus bei niedrigem Verdichtermassenstrom durch Senken der Rotordrehzahl verbessern, da sich dadurch die Spülrate ebenfalls verringert.

3.4.3 Spülgegendruck

Beim Einsatz im Motor sind aufgrund des verfügbaren Bauraums, anderer Rohrführung, Luftfilter und Schalldämpfern höhere Druckverluste in den Niederdruckleitungen zu erwarten als im idealen Versuchsaufbau am Heißgasprüfstand. Die resultierenden Druckverluste von Einlass- und Abgastrakt ergeben einen für den Niederdruckprozess des Druckwellenladers relevanten Differenzdruck. Der sogenannte Spüldifferenzdruck wird wie folgt definiert:

$$\Delta p_{scvg} = p_4 - p_{1,t} \quad (3.2)$$

Da der Druckwellenlader sehr sensibel auf den Spüldifferenzdruck bzw. Spülgegendruck reagiert (vgl. [10]), wurde diese Einflussgröße am Heißgasprüfstand gesondert untersucht. Dazu wurde eine automatisiert verstellbare Heißgasklappe $D = 100\text{ mm}$ stromab des Druckwellenlader-Heißgasaustritts angeordnet. Der geöffnete Zustand entspricht dem Normalbetrieb am Heißgasprüfstand, durch Schließen lässt sich gezielt der Druck p_4 und somit der Spüldifferenzdruck anheben.

Abb. 3.19 zeigt für den HX116 Generation 30 bei 650 °C Abgastemperatur Standardkennlinien für normalen und gedrosselten Betrieb. Der Spülgegendruck nimmt im Normalbetrieb mit dem Abgasmassenstrom zu. Entscheidend sind dabei die Volumenströme in den Niederdruckleitungen, welche im Vergleich zu denen in den Hochdruckleitungen höher sind. Dies ist zum einen bedingt durch geringeren Druck und damit Dichte und zum anderen durch den um den Anteil der Spülluft höheren Massenstrom. Mit zunehmendem Abgasmassenstrom nimmt jedoch die Spülrate ab und der Volumenstrom steigt weniger stark an. Infolgedessen verringert sich im Normalbetrieb die Zunahme des Spülgegendrucks bis hin zur Stagnation.

Die Spülgegendruckvariation wurde für die Rotordrehzahlen 8000 und 14 000 min^{-1} durchgeführt. Das GPV war stets voll geöffnet, um eine größere Ausgangs-Spülrate zur Verfügung zu haben, wodurch ein größerer Massenstrombereich vermessen werden konnte. Bei der niedrigen Drehzahl fällt die Spülrate mit zunehmendem Abgasmassenstrom stärker ab als bei hoher Drehzahl. Dafür steht bei niedrigen Abgasmassenströmen eine höhere Spülrate zur Verfügung. Die Heißgasklappe wurde nun soweit geschlossen, dass sich eine Spülgrenze von 5 bis 10 % einstellt. Obwohl bei niedrigen Massenströmen die Spülreserve, also die

Differenz zwischen Ausgangsspülrate und Spülgrenze, tendenziell am höchsten ist, ist der zulässige maximale Spülgegendruck dort am niedrigsten. Grund hierfür ist der niedrige verfügbare Abgasdruck in Kanal „3“ und damit auch in der Gastasche, welcher die treibende Kraft für das Ausströmen des Abgases aus dem Zellenrad ist.

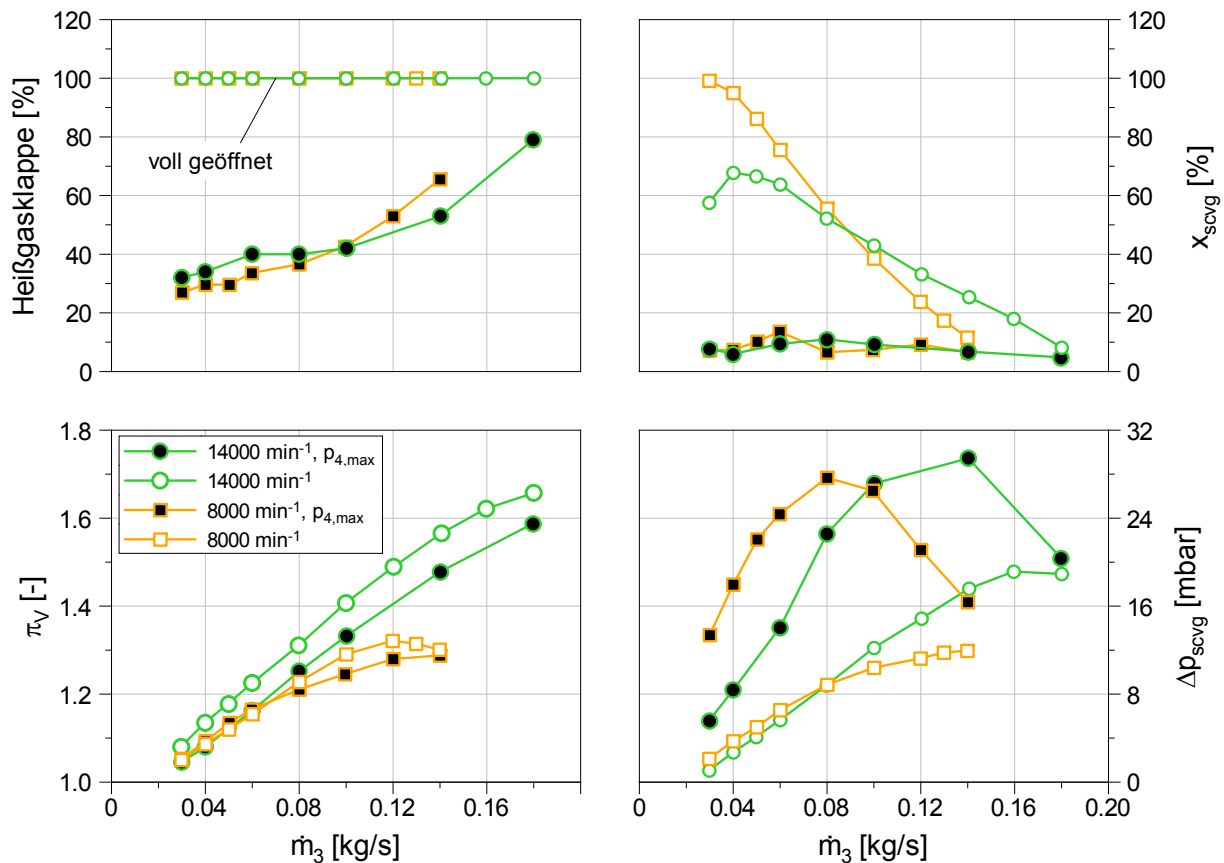


Abbildung 3.19: HX116 Gen. 30, Standardkennlinien bei $T_3 = 650^\circ\text{C}$ und offenem GPV – maximal möglicher Spülgegendruck

Jedoch lässt sich gut erkennen, dass die höhere Spülrate der niedrigen Drehzahl bei 30 g/s einen mehr als doppelt so hohen Spülgegendruck zulässt. Mehr Abgasmassenstrom und damit auch Druck in der Gastasche ermöglichen es, einen höheren Spülgegendruck zu erzielen. Bei 8000 min⁻¹ werden maximal 28 mbar erreicht. Bei etwa 100 g/s weisen beide Drehzahlen etwa die gleiche Spülrate von 40% auf. Bei hohen Abgasmassenströmen je Drehzahl wird die Spülreserve jeweils zum Erreichen der Betriebsgrenze (hier hauptsächlich bedingt durch die Spülrate selbst) aufgebraucht. Demzufolge ist an der Betriebsgrenze bei gleichem Abgasmassenstrom keinerlei Spülgegendruckerhöhung gegenüber dem Normalbetrieb mehr zulässig, ohne die festgelegte Spülgrenze zu unterschreiten. Auf das erreichbare Ladedruckverhältnis hat der höhere Spülgegendruck zwar einen negativen Einfluss, jedoch

ist dieser im Vergleich zur Spülrate gering. Der HX94 weist gegenüber dem HX116 ein leicht höheres Spülratenniveau auf (siehe Abb. 3.13), weiterhin ist der höchste Spülgegendruck im Bereich der Motornennleistung zu erwarten, wo die Abgastemperatur wesentlich höher ist. Daher ist davon auszugehen, dass auch höhere Spülgegendrücke zulässig sind.

3.4.4 Interaktion von Motor und Aufladesystem

Um direkte Rückschlüsse auf das Verhalten am Verbrennungsmotor zu erzielen, müssen die am Heißgasprüfstand vermessenen Kennlinien nun in das Nomogramm eingetragen werden. Abb. 3.20 zeigt das komplette Verdichter- und Turbinenkennfeld des Basis-Turboladers und Isolinien für konstantes Massenstromverhältnis (Mass Flow Ratio MFR).

Dieses berücksichtigt die voneinander abweichenden Massenströme durch Verdichter und Turbine. Für Werte größer eins müsste das Wastegate im Motorbetrieb geöffnet werden, Betriebszustände mit Werten kleiner eins, also solche, bei denen der Verdichtermassenstrom kleiner als der Turbinenmassenstrom ist, sind nur durch eine höhere Abgasenthalpie möglich. Für den Hyprex-Druckwellenlader ist eine ausgewählte Kennlinie dargestellt,

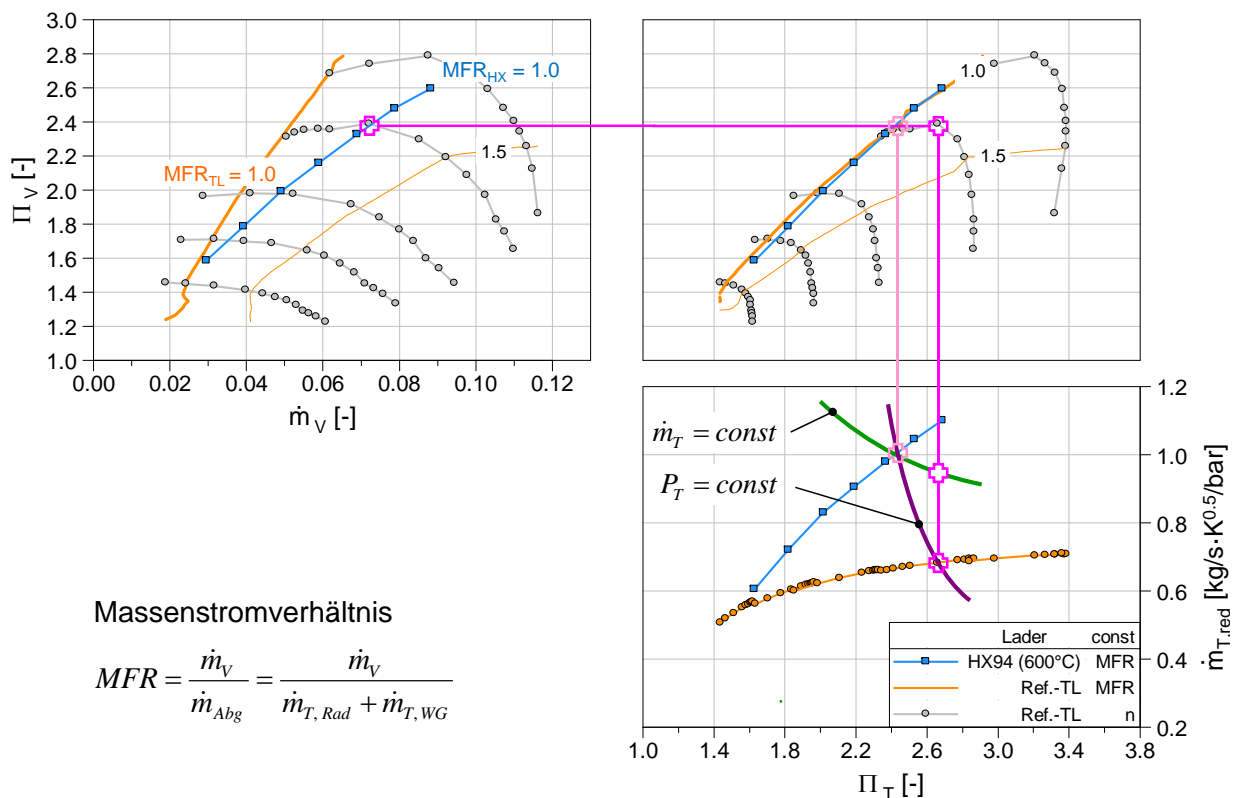


Abbildung 3.20: Vermessene Kennlinien von Basis-Turbolader und Hyprex-Druckwellenlader HX94 im Nomogramm – Beispielbetriebspunkt bei hoher Motorlast

welche auf die leicht abweichende Heißgastemperatur der Turboladermessung korrigiert wurde. Im Verdichterkennfeld ist ein Betriebspunkt für Volllast und mittlere Motordrehzahl des Versuchsmotors dargestellt. Der Gesamtwirkungsgrad für diesen Punkt ist am Heißgasprüfstand für beide Aufladesysteme nahezu gleich. Jedoch erfüllt die Turbine mit geschlossenem Wastegate nicht die Massenstromrandbedingung des Motors. Daher muss über das Wastegate abgeblasen werden, wodurch der Gesamtwirkungsgrad des Turboladers sinkt und die nun fehlende Turbinenleistung über ein höheres Turbinendruckverhältnis kompensiert werden muss. Beim Druckwellenlader hingegen stellt sich aufgrund seiner steileren Durchflusskurve ein sehr viel geringeres Turbinen- bzw. Expansionsdruckverhältnis und damit auch geringerer Abgasgegendruck ein als beim Basis-Turbolader.

Im Bereich niedriger Verdichtermassenströme kann der Hyprex-Druckwellenlader bei gegebener Abgastemperatur die Verdichterdruckverhältnisse des Turboladers jedoch nicht erreichen. Dies wird auch anhand der Durchflusskurve deutlich, bei der im Gegensatz zur Annahme (vgl. Abb. 3.3) der Schnittpunkt mit dem bereits auf den Versuchsmotor gematchten Basis-Turbolader bei einem zu niedrigen Turbinendruckverhältnis liegen würde. Demzufolge scheint der hier vermessene Druckwellenlader-Typ zu groß für den Versuchsmotor. Die vergleichsweise geringen Gesamtwirkungsgrade des hier untersuchten Druckwellenlader-Prototypen bei Abgastemperaturen oberhalb von 650 °C lassen im LET auf ein niedrigeres Zylinderdruckgefälle und damit weniger Spülung als beim Basis-Turbolader schließen.

4 Komponenten-Modell

Die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen am Heißgasprüfstand ermittelten physikalischen Größen erlauben nur eine grobe Bilanzierung von Energie und Masse über das Gesamtsystem Druckwellenlader. Dadurch lassen sich, wie bereits im vorhergehenden Kapitel gezeigt, Wirkungsgrade und charakteristische Prozessgrößen wie die Spülrate bestimmen. Um die Effekte innerhalb des Druckwellenladers oder gar des Zellenrads selbst zu verstehen und daraufhin für die Weiterentwicklung der Komponente positiv zu beeinflussen, sind diese jedoch unzureichend. Daher wurden verschiedene Teilmodelle unterschiedlicher Komplexität genutzt, um wichtige physikalische Prozesse zu verstehen. Daraufhin wurde ein Komponenten-Modell auf Basis der eindimensionalen Gasdynamik aufgebaut und kalibriert, sodass die Messergebnisse vom Heißgasprüfstand nachgebildet werden können. Dieses Komponenten-Modell bildet die Grundlage für das spätere Motormodell.

4.1 Physikalische Prozesse am Druckwellenlader

Der Kernprozess, die Energieübertragung vom Abgas auf die Frischluft, findet innerhalb der Zellen statt und lässt sich aufgrund der langen und dünnen Form dieser gut durch die eindimensionale instationäre Gasdynamik abbilden [51, 44]. In dieser Arbeit wird dafür das kommerzielle Simulationsprogramm *GT-Power* von *Gamma Technologies Inc.* verwendet. In den Bilanzgleichungen für die diskreten Subvolumen werden neben Druck, Geschwindigkeit und Temperatur auch die veränderlichen kalorischen Stoffwerte und Wandwärmeübergang berücksichtigt [52]. An den Enden der Zellen wird durch die veränderlichen Querschnitte und Verlustbeiwerte der Blenden außerdem das Ein- und Ausströmen in vereinfachter Weise berücksichtigt. Der Wandwärmeübergang wird in allen Subvolumen jeder einzelnen Zelle berechnet.

Ein großes Problem für die eindimensionale Modellierung stellt die Mischung zwischen den unterschiedlichen Medien in der Zelle dar, da diese nur ungenügend abgebildet wird. Daher wurde der Mischungsprozess separat anhand eines vereinfachten, aber mehrdimensionalen, Modells einer einzelnen Zelle untersucht.

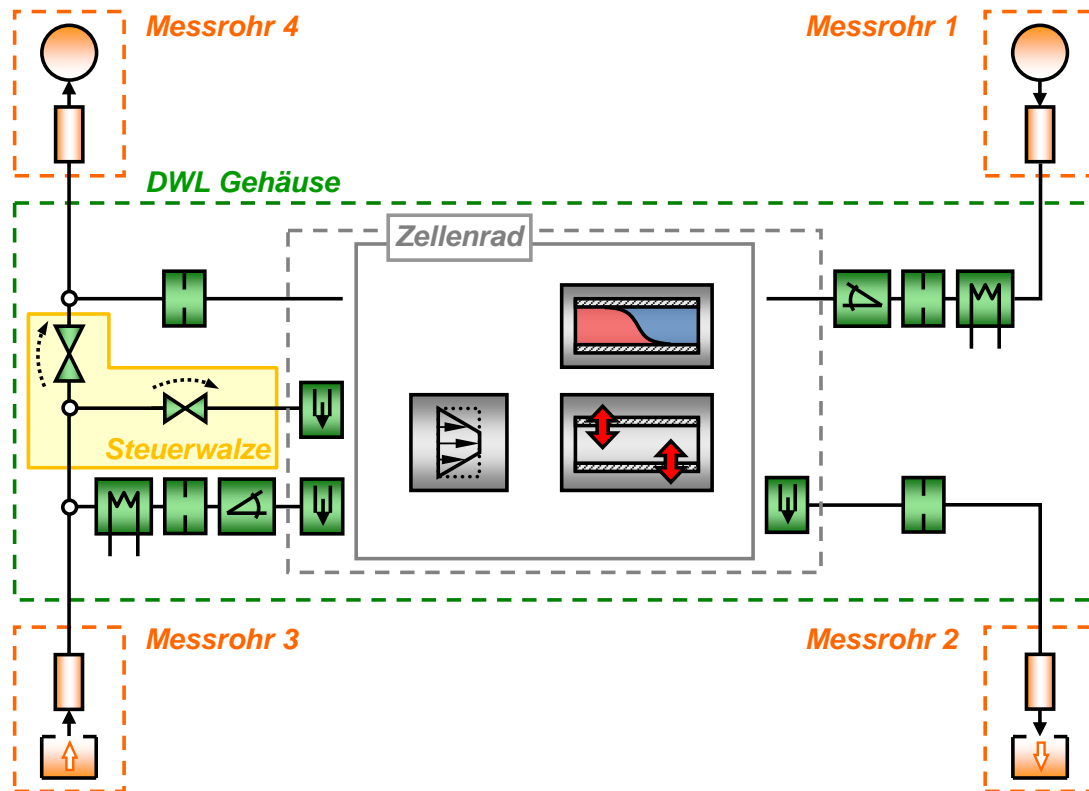


Abbildung 4.1: Vereinfachtes Schema des Hyprex-Druckwellenladers und seiner wichtigsten physikalischen Prozesse

Die drei erwähnten Prozesse werden dem Zellenrad zugeschrieben und sind in Abb. 4.1 innerhalb des grauen Rechtecks dargestellt. Außerhalb der Zellen müssen zusätzlich zahlreiche Verlustprozesse berücksichtigt werden. Diese sind in derselben Abb. als Bestandteil des Druckwellenladergehäuses definiert und in grün dargestellt. In den Zulaufleitungen, wie z. B. von Messrohr „3“ in Richtung EI, sind Wandwärmeübergang, Druckverluste, Stoßverluste und im Übergangsbereich zum Zellenrad Leakage an den Zellenenden zu berücksichtigen. Die Stoßverluste resultieren aus dem nicht parallelen Einstromen der Gase in das Zellenrad, wodurch neben Druckverlusten auch das Windmühlenmoment entsteht. In den Ablaufleitungen, wie in Richtung Messrohr „2“, ist die Berücksichtigung von Leakage an den Zellenenden und der Druckverlust in den Rohrleitungen entscheidend. Die Leakage an den Zellenenden tritt hauptsächlich in den Hochdruckleitungen auf und ist nach [11] von immenser Bedeutung. Neben dieser Leakage bringt die Steuerwalze des neuen Hyprex-Druckwellenladers als Stellorgan des GPV zwei weitere Leakage-Stellen in das System ein. Diese sind als gestrichelte Pfeile über den beiden Ventilen dargestellt. Es kann im geschlossenem Zustand sowohl Leakage von „3“ nach „4“ als auch von „3“ in die Gastasche auftreten. Da die Messebenen für Druck und Temperatur im Prüfstandsmessrohr nicht direkt am Flansch des Druckwellenladers positioniert sind, muss ein Teil des

Rohres auch explizit berücksichtigt werden. Dies ist notwendig, da insbesondere bei hohen Abgastemperaturen bereits zwischen Messebene und Druckwellenlader deutliche Wandwärmeübergänge auftreten.

4.2 Ein-Zellen-Modell

Die innerhalb des Zellenrades auftretenden physikalischen Prozesse wurden zunächst anhand eines vereinfachten Druckwellenladermodells untersucht. Dieses besteht aus einer einzelnen Zelle, wobei die Zustände direkt an den Zellenenden in Form von festen Randbedingungen berücksichtigt werden. Die Leckage an den Zellenenden wurde hierfür zunächst nicht berücksichtigt.

4.2.1 Öffnen und Schließen der Zelle

Wenn die Zelle einen Kanal überstreicht, ist diese im Bereich der Öffnungs- und Schließkanten nur teilweise geöffnet, wodurch Druckverluste entstehen. Diese können mithilfe von Querschnittsverlauf und Druckverlustbeiwerten in der 1D-Simulation berücksichtigt werden. In Abb. 4.2 ist beispielhaft dargestellt, dass eine schmale Zelle, bezogen auf ihren Gesamtöffnungsquerschnitt, weniger Anteil an teilweiser Öffnung hat, wenn sie einen Kanal überstreicht. In Summe gleichen Öffnungsquerschnitt zugrunde gelegt, entstehen so gegenüber einer größeren Zelle geringere Druckverluste beim Einströmen. Darüber hinaus sind die Geschwindigkeitsunterschiede über dem Querschnitt ebenfalls geringer, wodurch die Strömung durch weniger Querbewegung gestört wird. Wird die Zelle und damit der hydraulische Querschnitt jedoch zu klein, werden die Vorteile beim Einströmen durch die zunehmenden Wandreibungsverluste und, infolge endlicher Zellenwandstärke, abnehmenden verfügbaren Strömungsquerschnitt wieder aufgezehrt. Der hier untersuchte Lader-Typ HX94 Generation 28 wurde zur Verringerung der Biegespannung der dünneren Zellenwände mit einem dreireihigen Rotor ausgeführt. Jedoch resultiert daraus ein sehr kleiner hydraulischer Durchmesser im Vergleich zum CX93 (vgl. Anhang A.1).

Der Druckverlust infolge Einströmen und Wandreibung verringert das effektive Druckverhältnis des ersten Stoßes, welches maßgebend für das Ausströmen der verdichteten Luft in den Ladeluftkanal AO ist. Das Ausströmen setzt sich dabei aus den beiden Teilvorgängen Reflexion und Drosselung zusammen. Zunächst wird bei noch geschlossener Zelle der Druck am kaltseitigen Ende durch Überlagerung von eintreffender und reflektierter Welle überhöht. Dann wird die Zelle gegenüber Kanal AO geöffnet und der Drucküberschuss

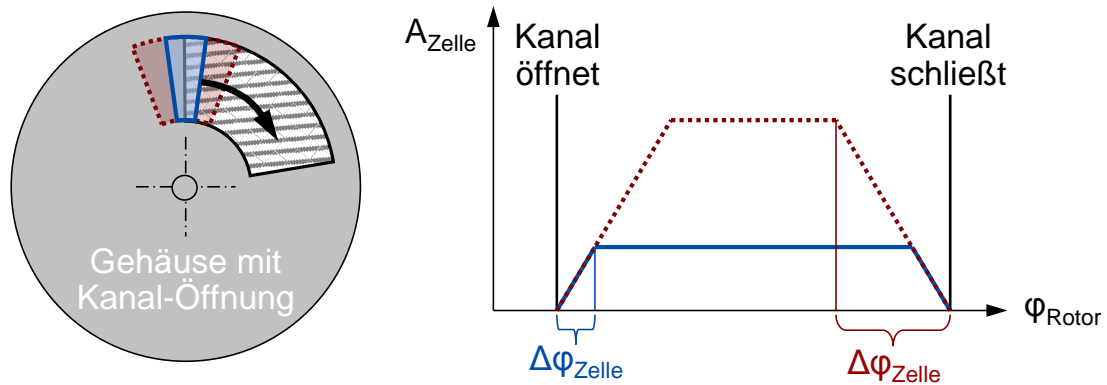


Abbildung 4.2: Zellenquerschnitt während des Überstreichens eines Kanals für unterschiedliche Zellenbreiten

genutzt, um gegen den stationär über dem Niveau von Kanal EI liegenden Druck AO auszuströmen.

In Abb. 4.3 ist der Hochdruckprozess von 10° nach EI-Öffnet bis kurz vor AO-Schließt als Ergebnis der 1D-Simulation des Ein-Zellen-Modells dargestellt. Die Verläufe des Massenstroms zeigen, dass der ideale Öffnungszeitpunkt für Kanal AO der ist, zu dem Zellen- und Kanaldruck gleich groß sind. In dem hier dargestellten Beispiel beträgt dieser Winkel $12,5^\circ$. Dies ermöglicht frühestmögliches Ausströmen von Ladeluft und damit beste Ausnutzung des Öffnungsquerschnitts, ohne jedoch in die Zelle zurückzuströmen.

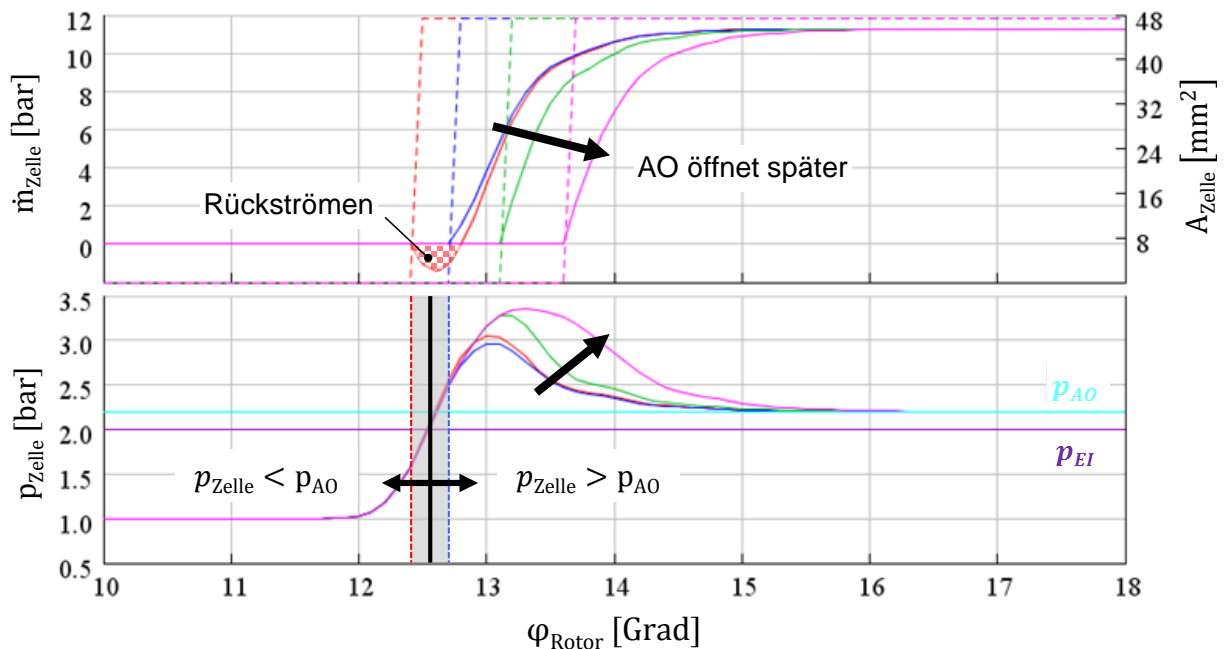


Abbildung 4.3: Druck und Massenstrom am kaltseitigen Ende der Zelle für unterschiedliche Öffnungswinkel (gestrichelte Linien) von Ladeluftkanal AO

Dieser Effekt ließe sich auch gezielt zur Regelung der Kantenschieberstellung nutzen, indem der Druck kurz vor der Öffnungskante des Kanals AO im Kaltgasgehäuse und der Ladeluft gemessen und verglichen würde (vgl. [53]).

Die hier auftretende Reflexion stellt hohe Anforderungen an das explizite Rechenverfahren zum Lösen der Bilanzgleichungen, da sehr starke örtlich und zeitliche Druckänderungen auftreten. Bei der Simulationsrechnung mit *GT-Power* kam es dabei zu unphysikalischen Druckschwankungen. Durch Verschärfung der Courant-Bedingung ($CFL < 0,8$) und ausreichend große Diskretisierungslängen, konnte diesem unerwünschten Effekt entgegengewirkt werden. Dabei erwiesen sich Diskretisierungslängen mit 1 mm als ausreichend groß um infolge numerischer Diffusion die bei der Berechnung auftretenden Schwingungen zu dämpfen. Das hier dargestellte, innerhalb eines Zeitschritts, vollständige Öffnen der Kanäle, stellt dabei den kritischsten Fall dar. Bei graduellem Öffnen und Schließen der Kanäle infolge endlicher Zellenbreite werden die Druckgradienten und somit die numerischen Fehler gemindert.

Der ideale Schließwinkel des Kanals AO kann auf ähnliche Art analog zum Öffnungswinkel bestimmt werden. Das heißt, dass der Kanal ebenfalls geschlossen wird kurz bevor Rückströmen geschieht. Der Schließwinkel von Kanal AO kann allerdings in der verwendeten Konstruktion nicht unabhängig vom Öffnungswinkel verändert werden.

Das Ergebnis ist ein Kompromiss zwischen hohem und niedrigem Ladeluftmassenstrom, sodass bei LET teilweise Rückströmen auftritt und bei RP das Ausströmen behindert wird (siehe auch Abb. 4.5 rechts). Im LET zeigt das Modell weiterhin, dass durch leichtes Spätstellen des Kantenschiebers das Rückströmen vermindert werden kann. Durch das Aufteilen des Rückströmvorgangs auf das jeweils druckverlustbehaftete Öffnen und Schließen des für diesen Betriebspunkt eigentlich zu breiten Kanals AO, tritt in Summe weniger Rückströmen auf.

Den gesamten Druckwellenprozess des Ein-Zellen-Modells zeigt Abb. 4.4 in Form des Wellendiagramms. Für die Auslegung wurde eigens ein Tool entwickelt, welches die Simulation in *GT-Power* und die graphische Auswertung und Parameteränderung in *Matlab/Simulink* kombiniert. Das Wellendiagramm in der Mitte zeigt neben dem statischen Druck in der Zelle auch charakteristische Isolinien für die Abgaskonzentration. Die Wellenpakete (WP) lassen sich durch charakteristische Wellenfronten voneinander abgrenzen (durchgezogene lila Linien). Direkt links und rechts neben dem Wellendiagramm sind die Massenströme in die angrenzenden Kanäle bzw. Taschen dargestellt. Die beiden äußeren Diagramme zeigen die statischen Drücke der angrenzenden Kanäle bzw. Taschen (rot und blau) und den Zellendruck (schwarz) am heißen Ende (linkes Diagramm) und am kalten Ende (rechts). Als Randbedingungen sind Totaldrücke für Einströmen und statische Drücke für Ausströmen vorzugeben. Die Massenstrombedingung des Motors kann dann manuell

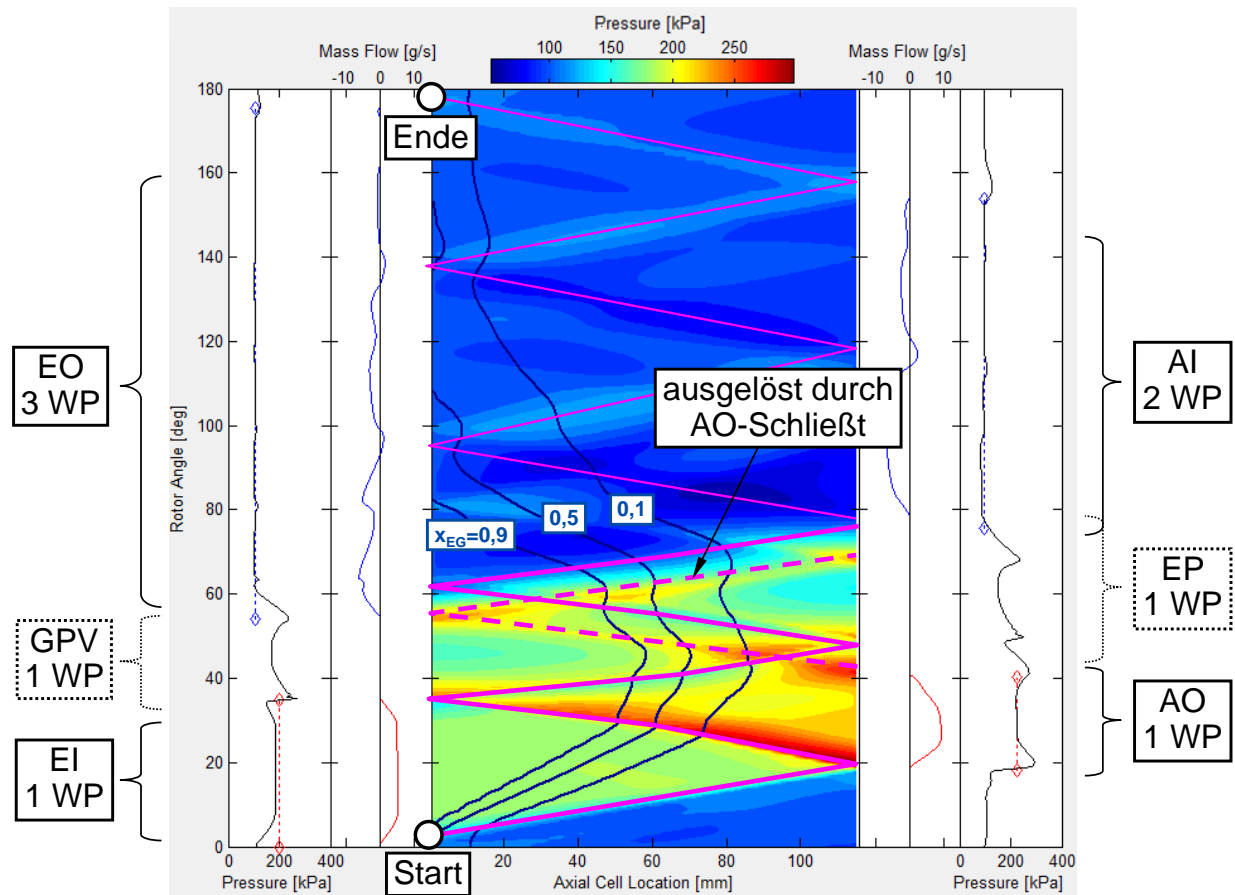


Abbildung 4.4: Druckwellenprozess im Auslegungspunkt – Ergebnis der ersten Auslegung ohne Taschen im PWS-Design-Tool für Hyprex-Druckwellenlader

oder über einen Regler eingestellt werden. Der abgebildete Druckwellenprozess zeigt den Auslegungszustand, wie er üblicherweise in der Literatur [36] beschrieben wird. Alle Druckwellen, unter Vernachlässigung von Störwellen (gestrichelt dargestellt), treffen auf die Kanalkanten. Gastasche GP (GPV ist geschlossen) und Expansionstasche EP sind in einem ersten Schritt hier nicht berücksichtigt. Diese sind hier auch nicht zwingend nötig, da sie nur Funktion im nicht abgestimmten Betrieb übernehmen, dennoch verändern sie den Prozess auch im Auslegungspunkt. Die ungefähre Lage der Taschen ist in Abb. 4.4 bereits angedeutet.

Die ursprüngliche Funktion des GPV ist das Senken des Ladedrucks durch Umleiten eines Teils des Abgases vom Hochdruck- in den Niederdruckprozess, wodurch die Abgasenergie nicht wie beim Turbolader-Wastegate verloren geht, sondern genutzt wird um die Spülung zu verbessern [8]. Eine andere Möglichkeit besteht jedoch darin, die Gastasche als zusätzlichen Einströmquerschnitt für den Hochdruckprozess und damit für die Ladedruckerzeugung zu nutzen und entspräche damit einer Turbine variabler Größe.

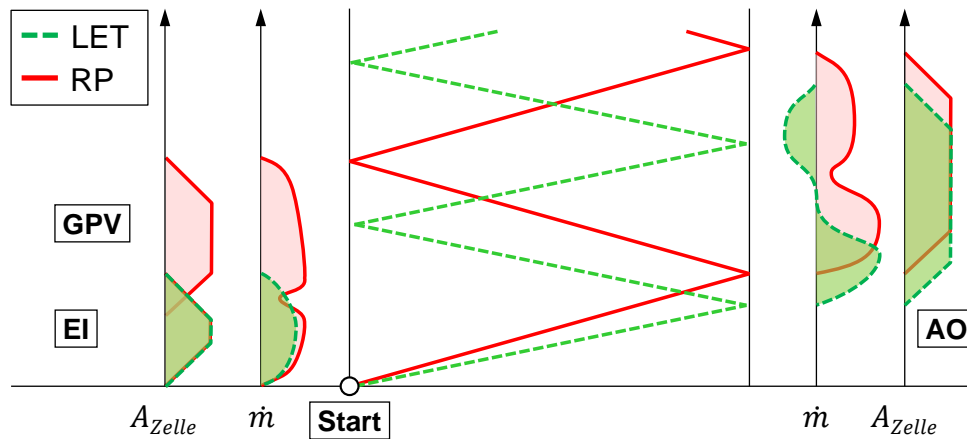


Abbildung 4.5: Schema des Hochdruck-Druckwellenprozesses – Vergleich von LET und RP anhand der Massenstromverläufe in den Kanälen

Um dies umzusetzen muss allerdings das erste Wellenpaket sowohl den Kanal EI als auch GP umfassen, sodass das Einströmen nicht durch reflektierte Stöße behindert wird. Dies kann durch Anhebung der Rotordrehzahl erreicht werden, wodurch die Wellenpakete im Wellendiagramm vertikal gestreckt werden (siehe Abb. 4.5). Im Niederdruckprozess fällt

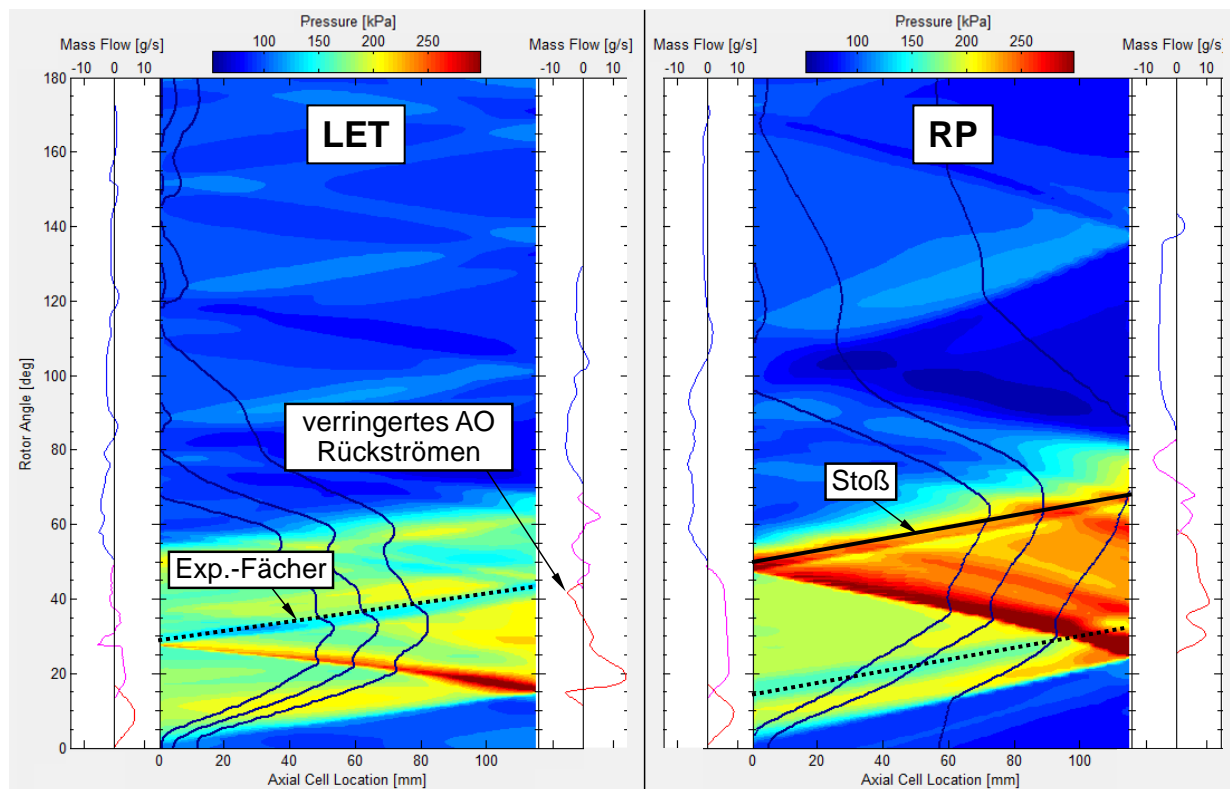


Abbildung 4.6: LET-Auslegung mithilfe des PWS-Design-Tools – Darstellung der beiden Motorbetriebspunkte LET und RP unter Berücksichtigung der Taschen

jeweils ein Wellenpaket für EO und AI weg. Dieser Betrieb entspricht dem bei hoher Motorleistung. Um die Querschnittsspreizung und damit die Spreizung von LET und RP zu erhöhen, kann nun der Öffnungswinkel von EI verringert und der von GP im gleichen Maße erhöht werden. Auf der kalten Seite wäre eigentlich auch ein variabler Querschnitt von Kanal AO notwendig. Jedoch lässt sich auch bei fester Geometrie durch Verschiebung des Kantenschiebers ein Teil des Effektes nutzen.

Abb. 4.6 zeigt den Druckwellenprozess für die charakteristischen Motorbetriebspunkte LET und RP für eine auf größere Spreizung ausgelegte Kanten-Auslegung auf Basis des HX116. Gut zu erkennen ist die größere Abgaspenetration bei RP infolge des größeren Abgasmassenstroms und die steiler verlaufenden Druckwellen bedingt durch die höhere Rotordrehzahl. Bei LET sind die Massenströme von GP und EP in Summe null. Bei RP hingegen ist bei geöffnetem GPV ein deutlich positiver Massenstrom zu sehen, der von GP innerhalb des erste Wellenpakets in die Zelle strömt.

4.2.2 Mischungsprozess

Die Mischung beim Aufeinandertreffen von Abgas und Frischluft innerhalb der Zelle ist neben dem direkten Durchsetzen von Abgas die Ursache für die Abgasrezirkulation [25], die beim Verbrennungsmotor in der Regel zu einem Leistungsabfall und insbesondere beim Ottomotor bis zum Aussetzen der Zündung führt. Abgasrezirkulation infolge Mischung kann bei gegebener Geometrie nur durch eine ausreichend hohe Spülrate vermieden werden. Der Mischprozess selbst umfasst zwei grundsätzlich verschiedenartige Effekte:

- Dispersion: makroskopische Vermengung infolge über den Zellenquerschnitt ungleicher Einströmgeschwindigkeiten (Wirbelbildung)
- Diffusion: mikroskopisches Mischen infolge des Konzentrationsunterschiedes an der Mediengrenze (molekulare Diffusion)

Abb. 4.7 zeigt die Ergebnisse der zweidimensionalen Strömungssimulation des Hochdruckprozesses einer Zelle des Druckwellenlader-Typs HX116, berechnet mit der kommerziellen Software *StarCCM+* von *cd-adapco*. Das Rechnernetz umfasst die feststehenden Kanäle EI (links) und AO (rechts) und die bewegte Zelle. Die Kantenlänge des kubischen Rechnernetzes beträgt 0,5 mm – der wandnahe Bereich ist zusätzlich mit fünf Prismenschichten aufgelöst. Das physikalische Modell umfasst ein nicht-reaktives ideales Gas mit den zwei Komponenten Luft und Abgas mit ihren jeweiligen Stoffeigenschaften und wurde mit einem explizit instationären Lösungsverfahren zweiter Ordnung unter Einhaltung der Courant-Bedingung ($CFL = 1$) berechnet. Farblich dargestellt ist die Abgaskonzentration für

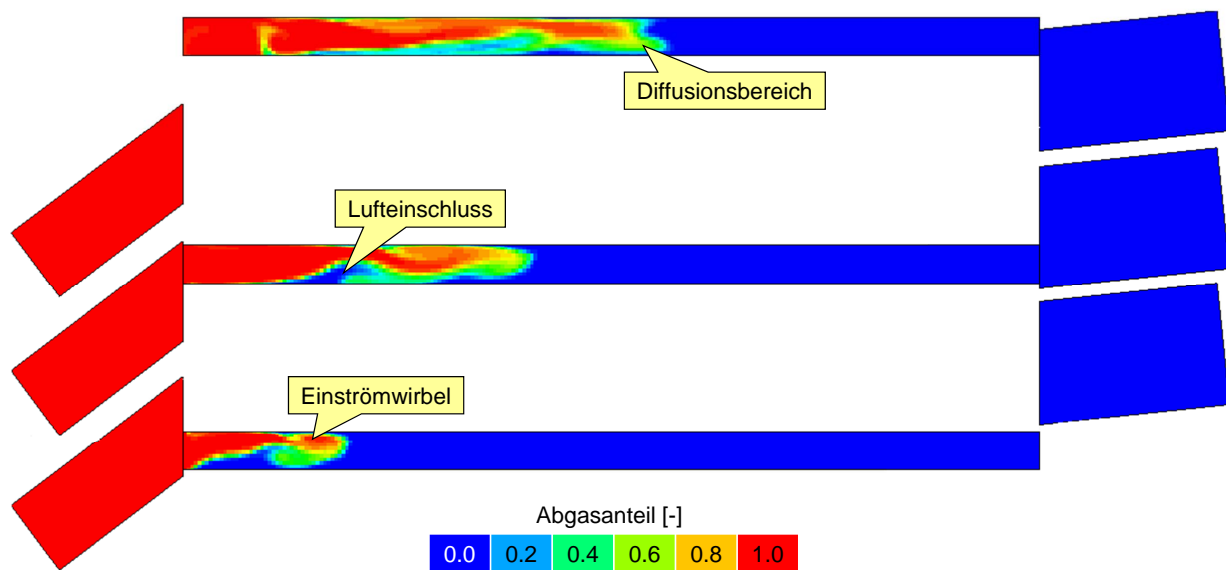


Abbildung 4.7: Analyse der Mischung anhand des Hochdruckdruckprozesses in zweidimensionaler Strömungssimulation – Darstellung drei verschiedener Zeitpunkte nach EI-Öffnen

die jeweilige Gitterzelle des Modells, wobei jeder Gitterzelle nur eine Farbe zugeordnet ist (keine Interpolation). Von unten nach oben dringt die Abgaszone immer weiter in die Zelle ein, wobei sich bereits zu Beginn des Öffnens der Zelle gegenüber Kanal EI aufgrund des über den Zellenquerschnitt ungleichmäßig einströmenden Abgases ein sich im Uhrzeigersinn drehender Wirbel ausbildet. Dieser schließt einen Teil der Luft ein, bevor er weiter in Richtung kalter Seite vordringt. Zusätzlich bildet sich bei tieferer Penetration des Abgases ein Strömungsprofil über dem Querschnitt aus. Bedingt durch die Scherkräfte an der Wand sind die Strömungsgeschwindigkeiten dort gering und es kommt ebenfalls zu einer dispersiven Mischung. Weiterhin ist im Grenzbereich der Medien ein unscharfer Übergangsbereich zu erkennen, welcher auf Diffusion hindeutet. Im Vergleich zur Dispersion ist der Anteil der Diffusion am Mischungsprozess hier verschwindend gering.

Keiner der beiden oben genannten physikalischen Effekte der Mischung wird in der eindimensionalen instationären Gasdynamik explizit berücksichtigt. Dessen ungeachtet tritt bedingt durch die endliche Diskretisierungslänge eine andere nicht-physikalische Form der Diffusion auf. Bei der Bilanzierung über dem Subvolumen kann keine örtliche Unterscheidung zwischen unterschiedlichen Medien mehr getroffen werden. Im Gegenteil: es wird von einer perfekten Mischung aller Medien innerhalb jedes Subvolumens ausgegangen. Dieses Phänomen wird als numerische Diffusion bezeichnet [54]. Bei zu groß gewählter Diskretisierungslänge übersteigt die numerische die physikalisch mögliche Diffusion. Das verwendete Simulationsprogramm *GT-Power* bietet seit der Version 7.2 die Möglichkeit

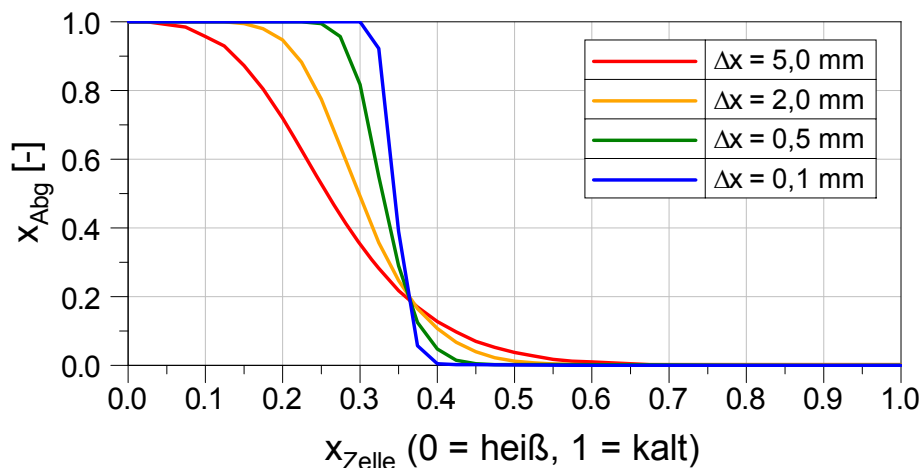


Abbildung 4.8: Berechnete Abgasverteilung entlang der Zelle zu Beginn des Einstromvorgangs für verschiedene Diskretisierungslängen in der 1D-Strömungssimulation

ein sogenanntes Front-Tracking zu verwenden, welches bei zu groß gewählter Diskretisierungslänge die nicht-physikalische Diffusion reduzieren soll [52]. In Abb. 4.8 ist die Abgasverteilung entlang der Zelle nach Öffnen von Kanal EI kurz vor Erreichen des ersten Stoßes auf der kalten Seite dargestellt. Je geringer die Diskretisierungslänge Δx , desto kleiner der Bereich der Mischzone ($x_{Abg} = 0,1 \dots 0,9$). Diese ist bei $\Delta x = 5\text{ mm}$ etwa um den Faktor 6 größer als bei $0,1\text{ mm}$. Die Methode des Front-Trackings wurde bewusst nicht verwendet, sondern die numerische Diffusion gezielt genutzt, um die oben beschriebenen Mischungsvorgänge abzubilden. Um die geeignete Diskretisierungslänge abschätzen zu können, wurde ein Vergleich von ein- und zweidimensionaler Strömungssimulation anhand derselben Geometrie und Randbedingungen durchgeführt.

Abb. 4.9 zeigt die Abgaskonzentration x_{Abg} sowohl für die 1D- als auch 2D-Strömungssimulation. Zwecks Vergleichbarkeit wurden die Zellwerte der 2D-Simulation über den Zellenquerschnitt gemittelt und als farblich gefüllte Bereiche dargestellt. Die 1D-Simulation zeigt für eine Diskretisierungslänge von 5 mm eine gute Übereinstimmung für die Abgasfront (Penetrationstiefe). Die niedrigere Abgaskonzentration im linken Teil der Zelle infolge des Einstromwirbels lässt sich damit nicht abbilden. Hierfür wäre eine höhere Diskretisierungslänge nötig, welche allerdings auch ein weiteres Eindringen des Abgases in die Zelle zur Folge hätte. Aufgrund des erheblichen Aufwands fand die Untersuchung des Mischungsverhaltens hier lediglich anhand einer Konfiguration in einem Betriebspunkt statt. Es ist davon auszugehen, dass sich aufgrund veränderlicher Betriebsbedingungen und insbesondere einer anderen Geometrie ein veränderter Mischprozess ergibt, wodurch sich für die Simulation ebenfalls andere Diskretisierungslängen ergeben.

Der hier aufgezeigte Vergleich gibt auf der einen Seite einen ersten Anhaltswert für die

Diskretisierungslänge zur Abbildung des Mischprozesses, auf der anderen Seite macht er die Grenzen der 1D-Simulation sehr deutlich. Experimentell lässt sich die Mischung in der Regel nicht oder nur indirekt beobachten. Versuchsaufbauten zur direkten Beobachtung, wie etwa die stehende optisch zugängliche Zelle mit rotierenden Kanälen von [55], erscheinen zu aufwendig für den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Anwendungsfall. Jedoch kann zusammen mit der Simulation die indirekte Beobachtung am Heißgasprüfstand eine zufriedenstellende Lösung darstellen. Als Indiz für den Mischprozess dient hier die Abgastemperatur nach Heißgasaustritt. Diese ist ein Ergebnis aus Expansionsdruckverhältnis, Wärmeübergängen, Spülrate und Mischprozess.

In der 1D-Simulation lassen sich alle Vorgänge bis auf den Mischprozess prinzipiell gut abbilden. Eine korrekte Abbildung dieser Vorgänge vorausgesetzt, kann ein etwaiger Unterschied von berechneter zu gemessener Abgastemperatur dann nur noch aus dem Mischungsprozess resultieren. Die Diskretisierungslänge ist dann ein Ergebnis der Kalibrierung und kann somit indirekt bestimmt werden.

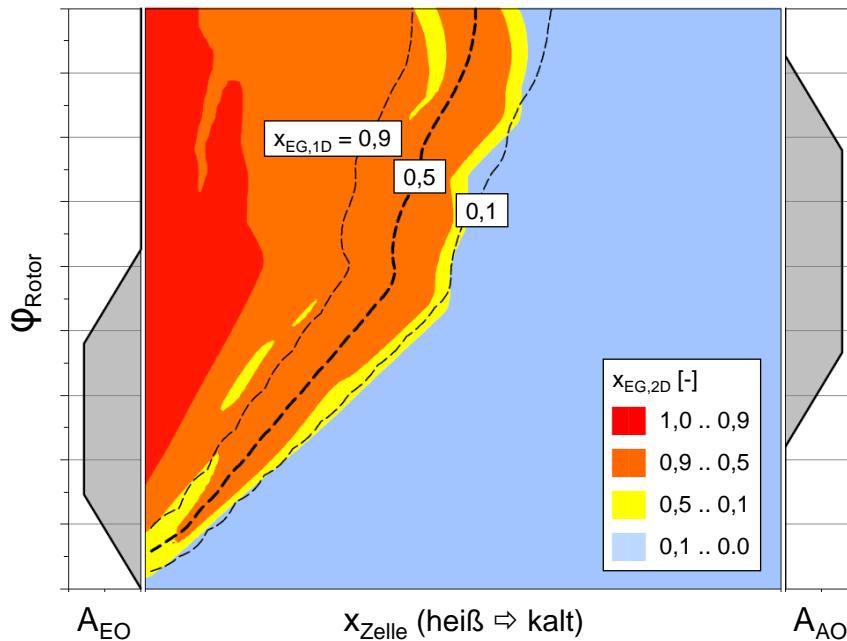


Abbildung 4.9: Vergleich der Mischprozesse von ein- und zweidimensionaler Strömungssimulation anhand der über den Zellenquerschnitt gemittelten Abgaskonzentration

4.3 Voll-Zellen-Modell

Die Simulationsergebnisse des Ein-Zellen-Modells geben Aufschluss über die prinzipiellen Einflüsse von Geometrie und Betriebsparametern, wie Massenstrom, Temperatur und die Aktuatoren RPM, ES und GPV. Physikalische Prozesse, welche die Interaktion zwischen den Zellen betreffen, können allerdings nicht abgebildet werden. Dies ist zum einen der Fall, wenn mehrere Zellen gleichzeitig über einen Kanal und insbesondere über eine Tasche mit kleinem Volumen, wie die Expansionstasche EP, verbunden sind bzw. generell, wenn ein Leckagespalt an den Zellenenden vorhanden ist. Beim Voll-Zellen-Modell können neben diesen Effekten auch die tatsächlichen Massenströme in den Zu- und Abaufleitungen und damit die Druckverluste, Wärmeübergänge und Stoßverluste direkt berechnet werden.

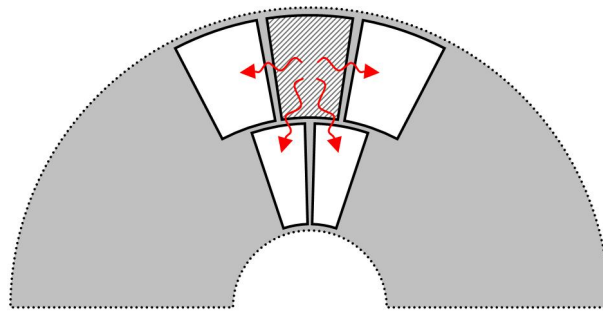


Abbildung 4.10: Prinzip der Leckage zwischen benachbarten Zelle an den Zellenenden

Seit Version 7.1 Build 3 gibt es in *GT-Power* die Möglichkeit, eine Teilmodellvorlage (Template) aus der Programm-Bibliothek für das Zellenrad und die Taschen des Druckwellenladers zu nutzen, auf dessen interne Struktur und Art der Ergebnisauswertung der Nutzer allerdings keinen Zugriff hat. Daher wurde ein eigenes Voll-Zellen-Modell in *GT-Power* in Anlehnung an [47] aufgebaut, welches die Vielzahl an Zellen des Zellenrads berücksichtigt. Weiterhin können somit weitere Änderungen, wie u. a. die spezielle Abbildung des GPV, im Betrieb veränderliche Axialspalte, Stoßverluste und Windmühlenmoment, sowie eine detaillierte Analyse einer ausgewählten Zelle mithilfe der Auswerteroutine des PWS-Design-Tools vorgenommen werden.

Die Leckage an den Zellenenden wird durch das Verbinden der Zellen sowohl kalt- als auch heißseitig mit ihren direkten Nachbarn ermöglicht. Der Querschnitt der Verbindung ist abhängig von der Kontaktlinie zur jeweiligen Zelle und insbesondere vom veränderlichen Axialspalt. Abb. 4.10 zeigt schematisch die Leckagemassenströme zwischen einer ausgewählten Zelle und ihren Nachbarn, dabei tritt Leckage auch über mehrere Layer (Zellenreihen) hinweg auf.

Weiterhin ändert sich im Betrieb mit Heißgas das Spaltmaß auf der heißen Seite infolge

der ungleichen thermischen Dehnung von Zentralgehäuse und Zellenrad (vgl. [21]). Abb. 4.11 zeigt die Anordnung von den an der Spaltbildung beteiligten Bauteilen. Aufgrund der kaltseitigen Lagerung ändert sich vor allem der Axialspalt auf der heißen Seite. Das kaltseitige Spaltmaß wird als konstant angenommen und die thermische Dehnung des Kantenschiebers im Betrieb zunächst vernachlässigt. Es wird vorausgesetzt, dass sich das

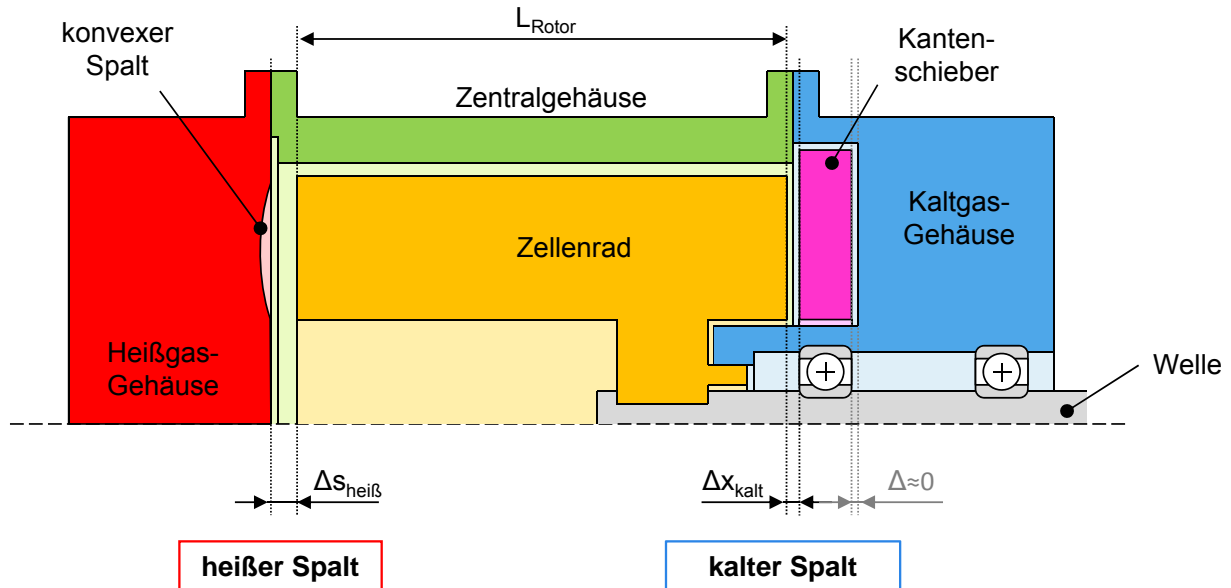


Abbildung 4.11: Schema der Anordnung der spaltbildenden Bauteile am Hyprex-Druckwellenlader

Spaltmaß in Abhängigkeit der über die Länge des Rotors gemittelten Wandtemperatur ändert. Die eingestellten Spaltmaße entsprechen dem Zustand bei 20°C. Mit zunehmender Zellenwand-Temperatur nimmt das Spaltmaß bis auf Null ab. Dies entspricht einem Anstreifen des Rotors am Heißgasgehäuse und führt zur Zerstörung des Laders. Eine zu geringe Spülrate und damit einhergehend unzureichende Kühlung, insbesondere bei hohen Abgastemperaturen, sollte daher vermieden werden.

Außerhalb des Zellenrads ergeben sich durch die Geometrie der Zu- und Ablaufleitungen zahlreiche Verlustanteile (vgl. Abb. 4.1), die im Folgenden beschrieben werden. Auf der kalten Seite muss insbesondere der Kantenschieber berücksichtigt werden, der konstruktiv bedingt einen veränderlichen Strömungswiderstand sowohl in Kanal „1“ als auch in „2“ darstellt. Abb. 4.12 zeigt jeweils zwei Ansichten eines Mantelschnitts durch das Kaltgasgehäuse und den integrierten Kantenschieber für die beiden Anschlagpositionen früh und spät. Das Zellenrad befindet sich jeweils über dem Kantenschieber (nicht dargestellt).

Der Kantenschieber ist so ausgelegt, dass bei Spätstellung, welche eher bei hoher Motorleistung und daher hohen Ladeluftmassenströmen erforderlich ist, der größte geometrische

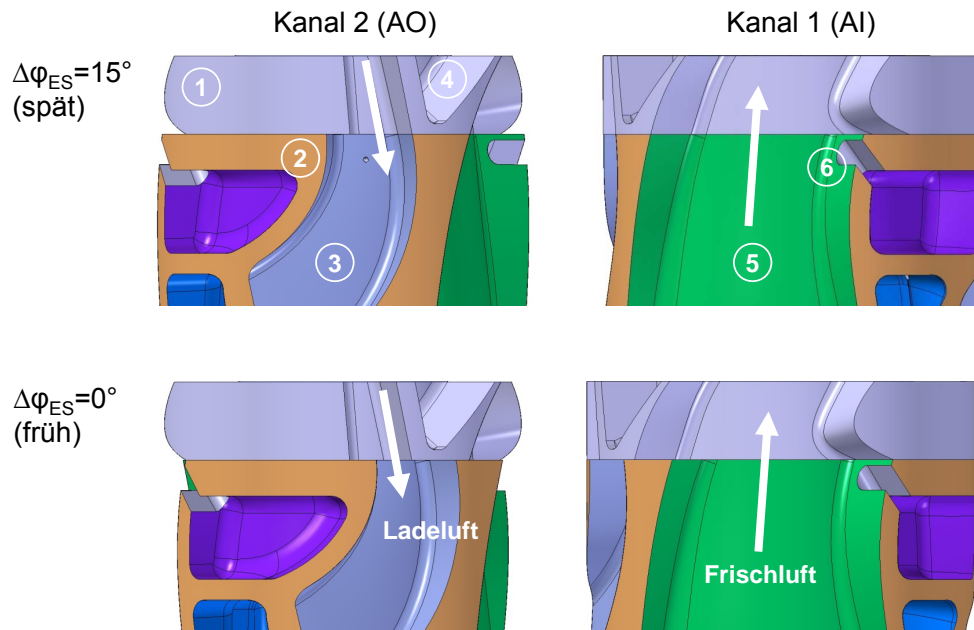


Abbildung 4.12: Geometrie des Kantenschiebers für den Druckwellenlader-Typ HX94:

- ① Kantenschieber, ② Kaltgasgehäuse, ③ Kanal AO, ④ Expansionstasche,
- ⑤ Kanal AI, ⑥ Blow-By-Zufuhr

Querschnitt sowohl in Kanal „1“ als auch in „2“ zur Verfügung steht. Dennoch ist in Kanal „2“ aufgrund der abrupten Querschnittserweiterung eine Strömungsablösung an der Unterseite des Kantenschiebers und damit einhergehender Druckverlust zu erwarten. Bei Frühstellung hingegen ist der der Strömung zur Verfügung stehende geometrische Querschnitt geringer und die Strömungsführung ungünstiger, wodurch höhere relative Druckverluste zu erwarten sind. Diese sind abhängig vom Flächenverhältnis des Querschnittssprungs, welches sich mithilfe der CAD ermitteln und dann als Funktion des Verstellwinkels in der 1D-Simulation vorgeben lässt. Im Fall einer Querschnittsverengung wird der Durchflussbeiwert verringert und im Fall einer Querschnittserweiterung wird angenommen, dass infolge der Expansionsverluste nur ein Bruchteil des dynamischen Drucks wiedergewonnen werden kann [52].

Auf der heißen Seite sind weiterhin eine ganze Reihe von geometriebedingten Strömungsverlusten zu berücksichtigen. Wie in Abb. 4.13 dargestellt, wird zuerst Kanal „3“ an der Stelle ① in die beiden über den Umfang verteilten halbkreisförmigen Fluten A und B und danach an der Stelle ② in die unterschiedlich großen Teilkanäle EI ③ und GPV ④ aufgeteilt, wodurch bereits erste Druckverluste an den Trennstellen auftreten. Bedingt durch den geringen Querschnitt am Zellenrad, die Kanalführung und den spitzen Einstromwinkel in das Zellenrad ergibt sich für „EI“ ein langer dünner Kanal, welcher weitere Druckverluste infolge Wandreibung und verstärkten Wandwärmeübergangs zur Folge hat. In Abb. 4.13

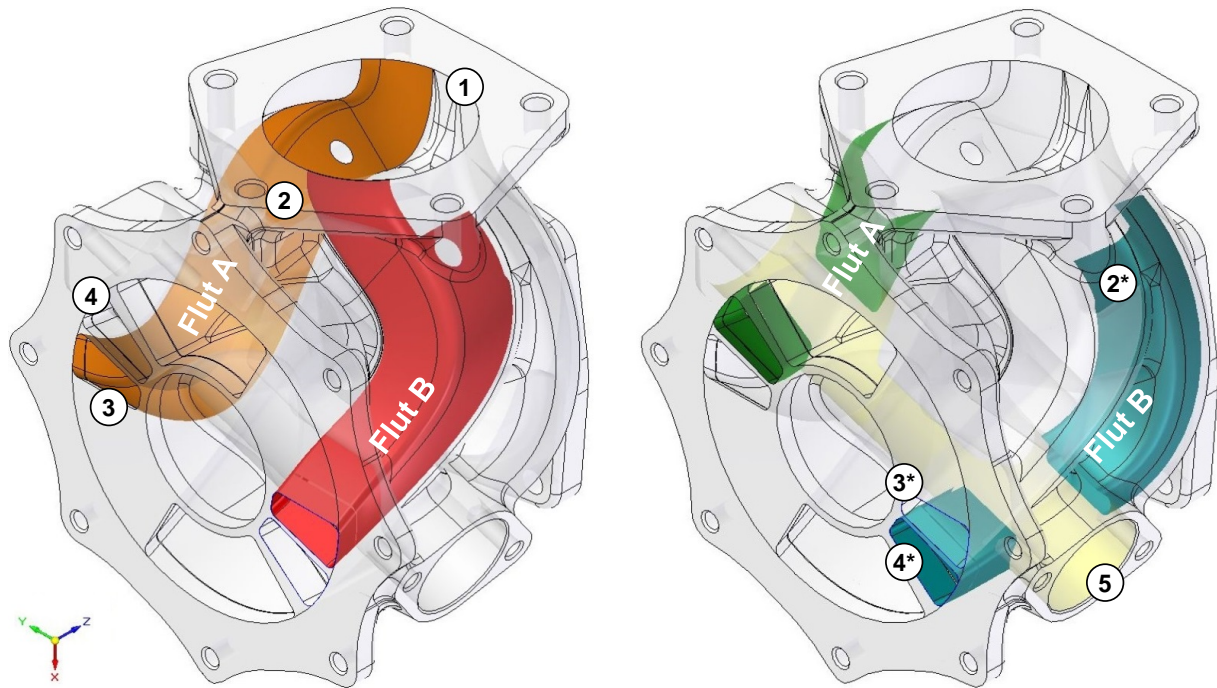


Abbildung 4.13: Kanalgeometrie für EI (links) und GPV (rechts) mit Steuerwalze (gelb) im Heißgasgehäuse für den Druckwellenlader-Typ HX94 (nähere Bezeichnung im Text)

ist außerdem zu sehen, dass die Kanäle der beiden Fluten ③ und ③* für EI bzw. ④ und ④* für GPV aufgrund der Strömungsführung um die Steuerwalze herum unterschiedlich lang sind.

Die Steuerwalze ⑤ vereint zwei Funktionen (vgl. Abb. 4.1). In der geschlossenen Stellung $GPV = 0^\circ$ sind nur die Kanäle EI der beiden Fluten geöffnet. Wird die Walze gedreht, wird zunehmend Querschnitt für das Einströmen in die beiden Gastaschen freigegeben. Hin zum Ende des Verstellbereichs wird zusätzlich Abgas über eine Bohrung in der Mitte der Hohlwalze am Zellenrad vorbei direkt in Kanal „4“ abgeblasen. Dies bietet die Möglichkeit den Querschnitt von EI und GPV kleiner auszulegen und damit die Spreizung des Aufladeaggregats in Verbindung mit dem Motor zu erhöhen. Der Verlauf des geometrischen Querschnitts sowohl zu den Gastaschen als auch zur Abblasebohrung ist in Abb. 4.14 links dargestellt. Im rechten Teil ist ein Schnitt durch das Heißgasgehäuse quer zur Drehachse der Steuerwalze dargestellt. Um die Freigängigkeit auch unter sehr hohen Betriebstemperaturen zu gewährleisten, muss neben einer speziellen Oberflächenbeschichtung der Steuerwalze ein ausreichendes Spiel zum Heißgasgehäuse vorgesehen werden, wodurch im Betrieb allerdings auch Leakage entsteht. Zum einen von Kanal „3“ nach „4“ bei geschlossener Abblasebohrung und zum anderen von Kanal „3“ in die Gastasche bei geschlossenem GPV. Aufgrund der geringeren Druckdifferenz ist die Abdichtung im zweiten gegenüber dem ersten Fall

weniger kritisch. Dennoch muss auch hier eine ausreichende Dichtlänge durch Überlappung an den Rändern der Gastasche sichergestellt werden. In Abb. 4.14 ist ebenfalls der Weg des Leckagemassenstroms in die Gastasche bei geschlossenem GPV eingezeichnet (pinker Pfeil). Um diesen ebenfalls modellieren zu können, wurde der Verlauf des geometrischen Querschnitts von GPV über dem Drehwinkel der Steuerwalze entsprechend angepasst, sodass sich ein kontinuierlicher Übergang zwischen offenem und geschlossenem GPV ergibt (pinke Linie). Dadurch wird die gemessene Ladedruckänderung in Abhängigkeit der GPV-Stellung im Modell nun besser abgebildet.

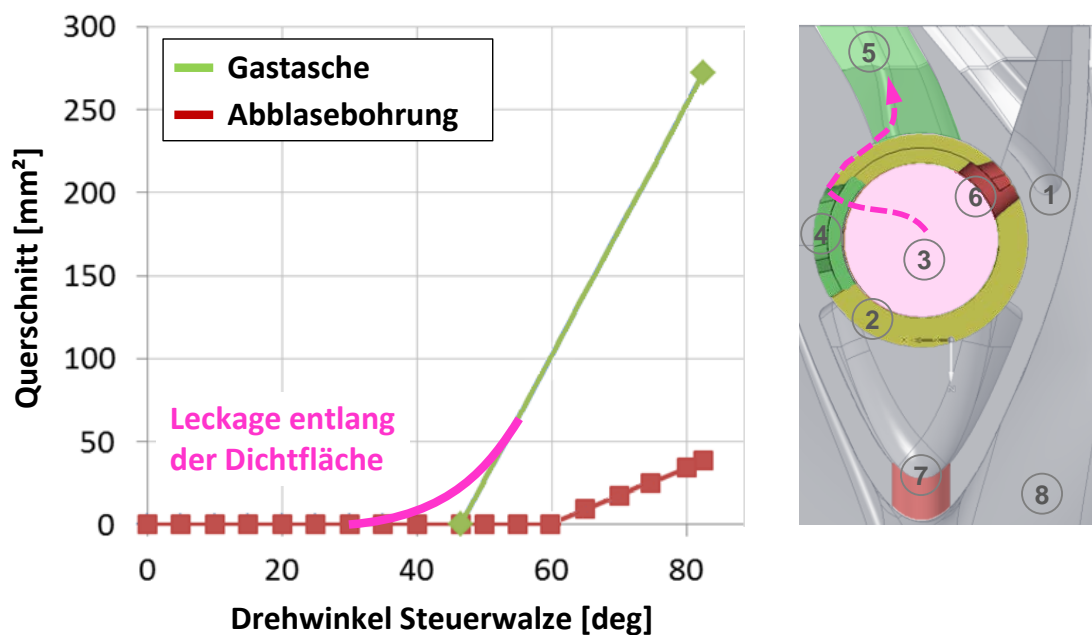


Abbildung 4.14: Geometrie des Gastaschenventils für den Druckwellenlader-Typ HX94:
 ① Heißgasgehäuse (HGG) ② Steuerwalze (SW) ③ Hochdruckabgas von Kanal EI ④ SW-Öffnung für GP ⑤ GP ⑥ SW-Abblasebohrung ⑦ HGG-Abblaseöffnung ⑧ Kanal EO

Das Einströmen von Gas in das Zellenrad hat je nach Betriebszustand unterschiedlich starke Stoßverluste zur Folge. Die resultierenden Druckverluste in den Kanälen EI, GPV und AI verringern sowohl den Wirkungsgrad des Hochdruckprozesses als auch die Spülung. Der Teil der Stoßverluste, der nicht dissipiert wird, ergibt eine Reaktionskraft, die in Umfangsrichtung das Windmühlenmoment erzeugt. Abb. 4.15 zeigt im linken Teil die absolute Gasgeschwindigkeit c , die Umfangsgeschwindigkeit des Zellenrads u und die resultierende Relativgeschwindigkeit w . Während sich die Gasgeschwindigkeit in guter Näherung über den Querschnitt mitteln lässt, muss die Umfangsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Radius betrachtet werden, womit sich der im rechten Teil der Abb. dargestellte lineare Verlauf der Relativgeschwindigkeit ergibt.

Nach [56] lassen sich die Stoßverluste näherungsweise aus dem Anteil des dynamischen

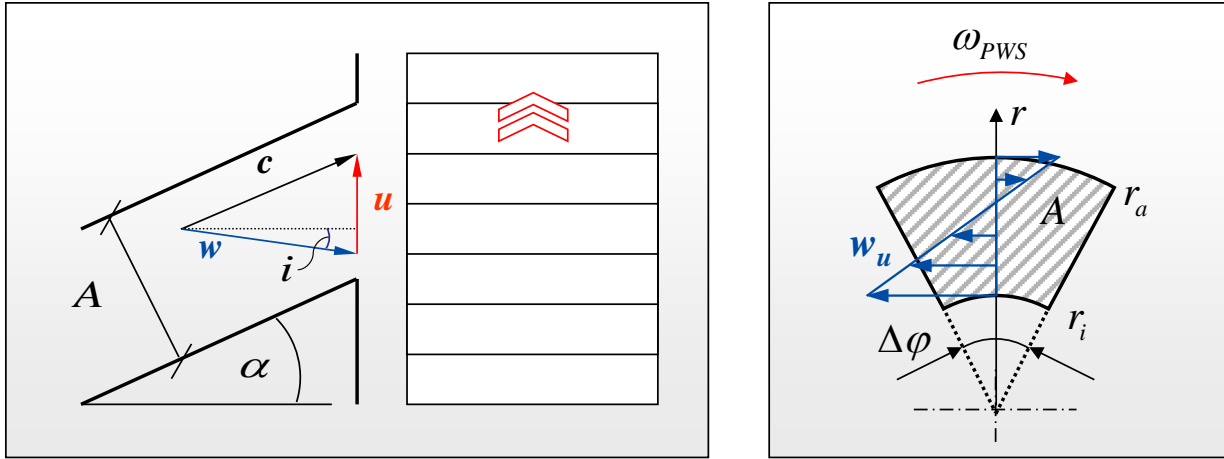


Abbildung 4.15: Prinzip der Stoßverluste beim Gaseintritt in das Zellenrad

Drucks der Strömung bestimmen, der senkrecht zur Wand gerichtet ist. Der Druckverlust ergibt sich somit zu:

$$\Delta p_{\text{Stoß}} = p_{\text{dyn}, w_u} = \frac{\rho}{2} w_u^2 = \frac{\rho}{2} \sin^2(i) w^2 \quad (4.1)$$

Der Stoßwinkel i entspricht dabei dem einschließenden Winkel von Zellenwand und Relativgeschwindigkeit und ergibt sich zu:

$$\sin(i) = \frac{w_u}{w} = \frac{\sin(\alpha) \cdot c - u}{\sqrt{(\cos(\alpha) \cdot c)^2 + (\sin(\alpha) \cdot c - u)^2}} \quad (4.2)$$

Der Stoßwinkel i ist zusätzlich abhängig vom Radius, da die Umfangsgeschwindigkeit nach außen hin zunimmt. Folglich muss das resultierende Windmühlenmoment unter Berücksichtigung von Gl. 4.2 über den Radius integriert werden. Die Absolutgeschwindigkeit lässt sich anhand von Massenstrom, Dichte und der senkrecht zur Strömung stehenden Querschnittsfläche A bestimmen. Für den Fall geschlossenes GPV lässt sich das Windmühlenmoment durch das Modell bereits näherungsweise mithilfe der Gasmassenströme bestimmen. Sobald das GPV jedoch öffnet, ist die Massenstromaufteilung zwischen den beiden abgasführenden Kanälen unbekannt. Hinzu kommt, dass sich der Querschnitt, der der Strömung in der Gastasche zur Verfügung steht, ebenfalls verändert. Da sich die Strömung auf der kurzen Weglänge zwischen Steuerwalzenaustritt und Zellenradeintritt nicht auf den gesamten Querschnitt gleichverteilt, können bei geringen GPV-Öffnungswinkeln sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten auftreten, die auf das Zellenrad treffen. Während sich dieser Effekt noch mithilfe des implementierten Modells abbilden lässt, so ist die über den Umfang ungleichförmige Verteilung des einströmenden Abgases nur mit Hilfe der mehrdimensionalen Strömungssimulation darstellbar. Für die Bestimmung des Windmühlenmoments bereitet dies und vor allem die Unkenntnis der genauen Einströmwinkel α insbesondere

im relativ breiten Kanal „1“ und in den Taschen GP und EP Schwierigkeiten. Im Fall von Rückströmen müssen zusätzlich auch die Kanäle AO und EO berücksichtigt werden. Nur so lässt sich erklären, dass sich im Prüfstandsbetrieb das Windmühlenmoment durch extreme Kantenschieber-Stellungen verändern lässt.

Letztendlich kann die 1D-Simulation nur eine grobe Abschätzung des Windmühlenmoments liefern. Um genauere Aussagen treffen zu können, bedarf es eines genauen 3D-CFD-Modells.

4.4 Kalibrierung mit Heißgas-Prüfstandsmessungen

Das im vorherigen Abschnitt beschriebene physikalisch basierte Komponenten-Modell beinhaltet alle bekannten geometrischen Größen, sowie Materialeigenschaften, um neben der Gasdynamik innerhalb des Zellenrades zusätzlich auch die Druckverluste und Wandwärmeübergänge im Gehäuse abzubilden. Das Modell bietet bereits die Möglichkeit, Einzeleinflüsse von Geometrieänderungen und Randbedingungen qualitativ vorherzusagen. Nach Abb. 4.1 verbleiben als relevante Größen jedoch noch die beiden Axialspalte als auch die Leckage über die Steuerwalze. Diese Größen können anhand der Geometrie allein nicht ermittelt werden, sondern stellen sich im Betrieb ein. Um quantitative Potentiale herauszustellen, und insbesondere für das folgende Motormodell, ist daher eine Kalibrierung mit Messergebnissen der Komponente erforderlich.

Um die vorhandenen Messergebnisse vom Heißgasprüfstand abzubilden, wäre auch ein mathematisches Ersatzmodell denkbar, wie z. B. durch Design of Experiment [57] oder Kriging-Approximation [58]. Jedoch bietet dieses resultierende empirische Modell nur die Möglichkeit Modellvorhersagen für Betriebszustände zu machen, die sich im Bereich der bereits variierten Eingangsgrößen bewegen und nicht allzu stark davon abweichen. Aufgrund der großen Anzahl der das System beeinflussenden Betriebsgrößen sind außerdem viele Messpunkte notwendig, welche neben denen für die Kalibrierung auch jene für die Validierung beinhalten müssen. Der semi-empirische Ansatz hingegen soll sowohl den Messaufwand reduzieren als auch Vorhersagen über nicht in der Messung variierte Eingangsgrößen ermöglichen. Neben der Geometrie zählt dazu insbesondere die Pulsation des Abgases, welche im Gegensatz zum Motor- am Heißgasprüfstand nicht abgebildet wird.

Für den Kalibrierungsvorgang soll das System vereinfacht nur noch durch seine Ein- und Ausgangsgrößen beschrieben werden. Abb. 4.16 zeigt diese zugeordnet zu den jeweiligen Gasströmen „1“ vor, „2“ nach Verdichtung, „3“ vor und „4“ nach Expansion. Gestrichelt dargestellt sind die möglichen Massenströme zwischen heißer und kalter Seite.

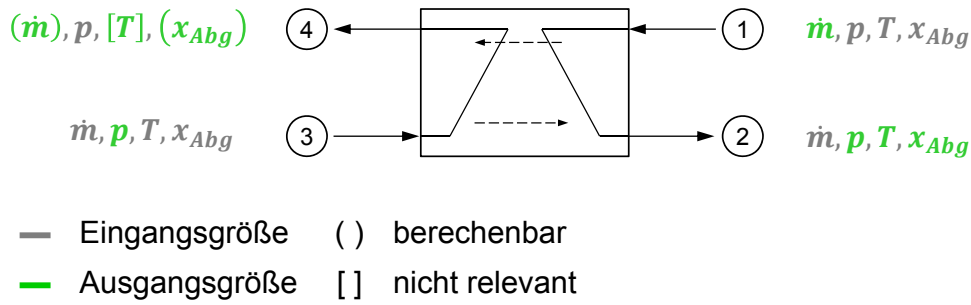


Abbildung 4.16: Ein- und Ausgangsgrößen des vereinfachten Druckwellenladermodells

Die Eingangsgrößen werden dabei auf die wesentlichen Größen reduziert, die am Heißgasprüfstand variiert werden können. Totaldruck $p_{1,t}$, Totaltemperatur $T_{1,t}$ und Druck p_4 sollen konstant gehalten werden. In „1“ soll nur Frischluft und in „3“ nur Heißgas¹ zugeführt werden. Der Massenstrom \dot{m}_2 wird, wie in Abschnitt 3.3 beschrieben, an \dot{m}_3 gekoppelt. Somit ergeben sich zusammen mit den drei Aktuatoren insgesamt fünf Eingangsgrößen, die gezielt variiert werden sollen:

$$\dot{m}_3, T_{3,t}, RPM, ES, GPV$$

Der in Abschnitt 3.3 beschriebene optimale ES-Faktor gilt nur für eine festgelegte Geometrie von Zellenrad und den Steuerwinkeln von Kanälen und Taschen. Wird die Geometrie im Rahmen der Komponenten-Entwicklung verändert, so ändert sich auch der optimale ES-Faktor. Daher soll ES hier explizit als Eingangsgröße berücksichtigt werden. Massenstrom und Gaszusammensetzung in „4“ können anhand der anderen Größen berechnet werden. Die Temperatur T_4 ist neben der Expansion und der Mischung auch ein Ergebnis der schwer abzubildenden Wärmeströme. Da T_4 für den Motorbetrieb nicht relevant ist, soll diese der Einfachheit halber für die Kalibrierung vernachlässigt werden. Die Abgaskonzentration wird bedingt durch den Prüfstandsaufbau und die Betriebsbedingungen nicht gemessen (siehe Abschnitt 3.2). Somit verbleiben folgende vier Ausgangsgrößen:

$$p_{3,t}, \underbrace{\eta_{tot}}_{p_2}, \underbrace{\eta_{s,V}}_{T_2}, \underbrace{x_{scvg}}_{\dot{m}_1}$$

Da die messbaren Ausgangsgrößen voneinander abhängen, d. h. die Ladelufttemperatur auch bei adiabatischer Verdichtung mit ansteigendem Ladedruck zunimmt, soll nicht die Messgröße sondern die dazugehörige charakteristische Kenngröße dargestellt werden. Dies führt nicht nur zu einer übersichtlicheren Darstellung, es lassen sich somit auch die einzelnen physikalischen Vorgänge wie z. B. Verdichtung, Wärmeübergang und Mischung besser

¹Die prüfstandsbedingte veränderliche Zusammensetzung des Heißgases soll hier vernachlässigt werden

unterscheiden und bewerten. Daher wird anstelle des Ladedrucks der Gesamtwirkungsgrad nach Gl. 3.1, anstelle der Ladelufttemperatur der isentrope Verdichterwirkungsgrad und statt des Massenstroms die Spülrate angegeben.

Die dazugehörigen Messergebnisse vom Heißgasprüfstand sind in Abb. 4.17 für einen Betriebspunkt dargestellt. Dabei sind die Aus- über den Eingangsgrößen aufgetragen, wobei zur besseren Vergleichbarkeit die Eingangsgrößen individuell auf ihren Verstellbereich (siehe Legende) normiert sind.

Beim Gegendruck $p_{3,t}$ stellt der Abgasmassenstrom den größten Einflussparameter dar. Mit dem Massenstrom steigt der Volumenstrom, wodurch bei geschlossenem GPV der Druck ansteigt. Der Massenstrom ist in diesem Betriebspunkt auf 75 g/s durch Rotor-Freilauf beschränkt. Als zweitgrößter Einflussparameter folgt das öffnende Gastaschenventil GPV, welches zusätzlichen Querschnitt bereitstellt und somit das Aufstauen verringert. Drittens folgt die Abgastemperatur $T_{3,t}$, mit der der Volumenstrom ebenfalls zunimmt, wobei die Abgastemperatur in diesem Betriebspunkt prüfstandsbedingt auf 770 °C begrenzt ist. Während ES nahezu keinen Einfluss hat, steigt mit abnehmender Drehzahl RPM der Gegendruck an. Letzteres ist auf den veränderten Hochdruckprozess zurückzuführen. Geringere Drehzahlen haben zur Folge, dass der von AO reflektierte Stoß bereits vor dem Schließen von EI wieder auf der heißen Seite eintrifft und somit das Einströmen in die Zelle erschwert.

Beim Gesamtwirkungsgrad η_{tot} lassen sich drei Optima für die Eingangsgrößen \dot{m}_3 , RPM und ES feststellen. Während der Einfluss von Abgasmassenstrom und RPM gering ist, hat ES jedoch im Vergleich zu den restlichen Größen einen sehr starken Einfluss. Wie in Abschnitt 3.3 bereits gezeigt, ergibt sich der maximale Gesamtwirkungsgrad bei dem optimalen ES-Faktor von 1,01. Hier sind die Kanten der Kanäle bestmöglich auf die hin- und herlaufenden Druckwellen abgestimmt. GPV zeigt, wie bereits beim Gegendruck, einen kontinuierlich abfallenden Verlauf. Der geringere Druck $p_{3,t}$ zeigt an, dass zunehmend Abgas am Hochdruckprozess vorbeigeleitet wird und nicht mehr für die Ladedruckerzeugung zur Verfügung steht. Die Abgastemperatur wirkt sich negativ auf den Gesamtwirkungsgrad aus, sodass sich bei einem Anstieg von 350 °C auf 770 °C der Wert um fast 30 % verringert. Wie in Abschnitt 3.4.2 beschrieben, ist dies zum einen durch die einhergehende größere Spülrate und zum anderen durch die höheren Wärmeübergänge zwischen Heißgas und Frischluft und den Wänden bedingt.

Beim Verdichterwirkungsgrad $\eta_{s,V}$ hat die Abgastemperatur den geringsten Einfluss und weist ebenso wie RPM und ES ein Optimum innerhalb des Verstellbereiches auf. GPV und Abgasmassenstrom hingegen wirken sich grundsätzlich negativ auf den Verdichterwirkungsgrad aus. Zu beachten ist beim isentropen Verdichterwirkungsgrad allerdings, dass sich die Einflüsse aerodynamischer Verluste und der Wärmeströme nicht

direkt unterscheiden lassen. Die sehr starke Korrelation mit der Spülrate lässt auf den Einfluss des kühlenden Luftmassenstroms \dot{m}_1 schließen, wodurch mit zunehmender Spülung der Verdichterwirkungsgrad ansteigt. Lediglich beim Öffnen von GPV ist dies nicht gegeben – hier wird der Einfluss der Spülrate durch den starken Abfall des Verdichterdruckverhältnisses überkompensiert.

Die Spülrate x_{scvg} steigt am stärksten mit zunehmender Abgastemperatur. Dies liegt darin begründet, dass ein für die Spülung günstiger Dichteunterschied zwischen Abgas und Frischluft vorliegt. Sowohl die vom Stoß- als auch die vom Expansionsdruckverhältnis

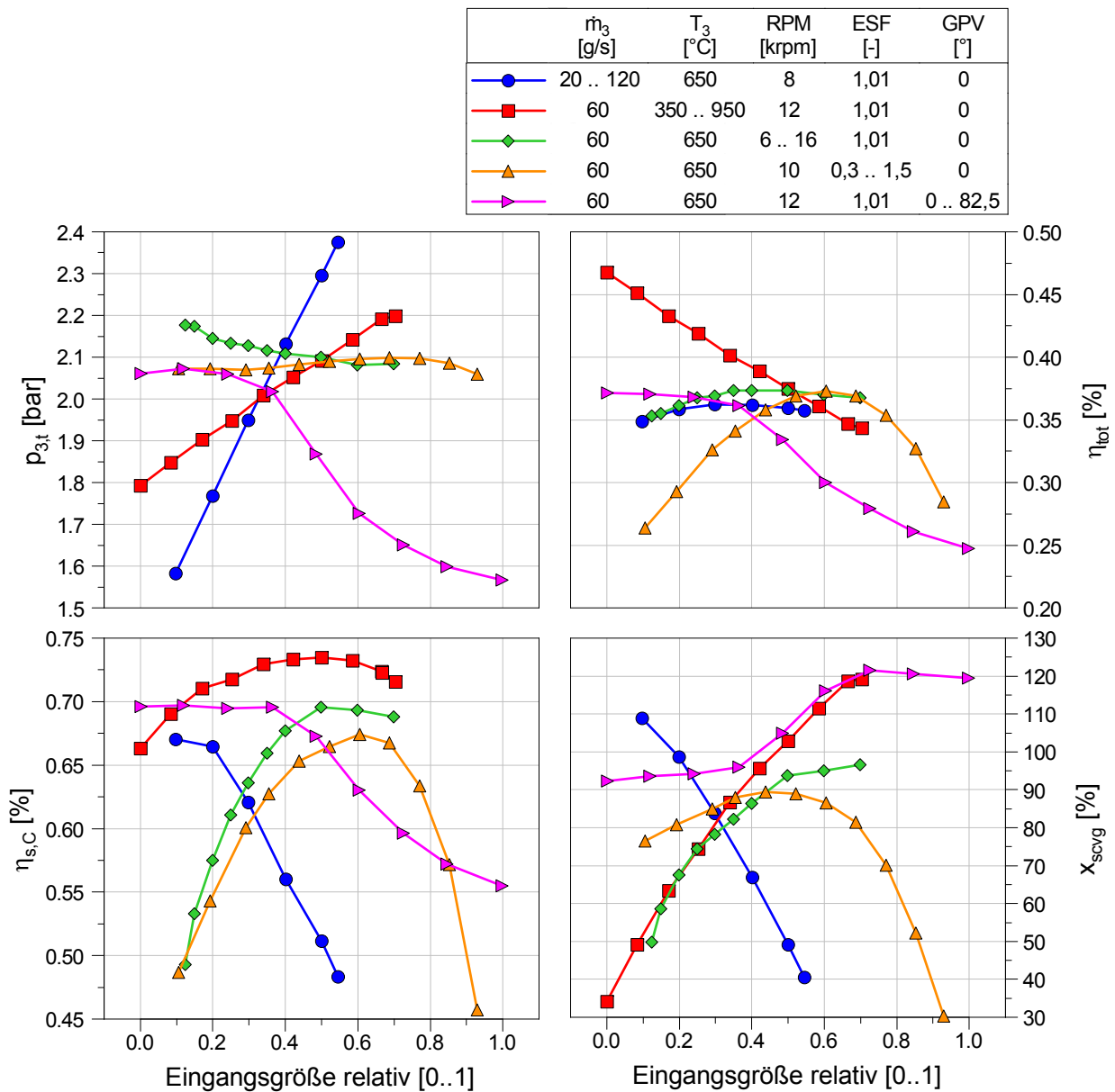


Abbildung 4.17: Auswirkung der Variation der Eingangsgrößen auf die vier Ausgangsgrößen gemessen am Heißgasprüfstand

induzierte Strömungsgeschwindigkeit ist abhängig von der Temperatur des Gases durch das die Störung läuft (vgl. Gl. 2.4). Im Fall der Verdichtung durch den ersten Stoß ist die niedrige Temperatur der Frischluft von Vorteil, da eine geringe Strömungsgeschwindigkeit induziert wird und dadurch die Penetration des Abgases in die Zelle gering ist. Nach Abschluss des Hochdruckprozesses hingegen ist die Zelle mit heißem Abgas gefüllt. Der anschließende durch EO-Öffnet verursachte Expansionsfächer induziert daher eine hohe Strömungsgeschwindigkeit, was das Ausströmen aus der Zelle verstärkt. Beide Effekte zusammen führen zur einer prinzipiell höheren Spülrate. Eine alleinige Anhebung des Stoßdruckverhältnisses Π_{S1} über den Massenstrom führt zwar zu einem höheren Verdichtungsdruckverhältnis, jedoch nur auf Kosten der Spülrate, welche infolge der höheren Abgaspenetration abfällt. Für ES gehen der Verlauf des Gesamtwirkungsgrads und der Spülrate einher. Rückströmen und eine zunehmende Anzahl von Störwellen, welche bei nicht abgestimmten Prozess auftreten, schaden auch dem Spülprozess. Zuletzt kann die Spülrate auch mithilfe einer höheren Rotordrehzahl gesteigert werden. Durch die im Wellendiagramm steiler verlaufenden Druckwellen (vgl. Abb. 4.5) wird die Abgasenthalpie mehr und mehr vom Hoch- in den Niederdruckprozess verschoben, wo diese zur Spülung genutzt werden kann.

Durch das Abstimmen des Komponenten-Modells auf Messdaten lassen sich die noch unbekannten Modell-Parameter bestimmen. Ein weiterer Vorteil des semi-empirischen Ansatzes ist dabei, dass diese Modell-Parameter physikalischen und geometrischen Größen des Druckwellenladers sehr gut zugeordnet werden können und somit z. B. die der Messung unzugänglichen axialen Spaltmaße bewertet werden können.

Um den Aufwand der Abstimmung des Komponenten-Modells zu reduzieren, wurden aus den vorhandenen Messungen 16 charakteristische Betriebspunkte ausgewählt. Dies entspricht inklusive eines Basispunkts, der für alle Variationen gleich ist, vier Betriebspunkten je Eingangsgröße. In einem ersten Schritt wurde das Modell ohne Kalibrierung ausgewertet. Die Axialspaltmaße entsprechen den Montage-Werten, Leakage über die Steuerwalze wurde zunächst vernachlässigt (siehe Startwert in Tab. 4.1).

Parameter		Einheit	Startwert	Variationsbereich	Endwert
Leckagefläche, $3 \rightarrow 4$	A_{34}	mm^2	0	0 .. 80	40
Axialspalt, heiß	$\Delta s_{\text{heiß}}$	mm	0,25	0 .. 1,0	0,5
Axialspalt, kalt	Δs_{kalt}	mm	0,15	0 .. 1,0	0,4

Tabelle 4.1: Freie Parameter für die Kalibrierung des Komponenten-Modells

Abb. 4.18 zeigt den Vergleich mit den Messdaten anhand der Variation der Eingangsgrößen. Das Modell zeigt bereits gute Übereinstimmung hinsichtlich des qualitativen Verlaufs aller

Ausgangsgrößen. Jedoch ist das Niveau des Gegendruck $p_{3,t}$ leicht höher. Die Absolutwerte der Wirkungsgrade und insbesondere der Spülrate sind zu hoch. Der Wert der Spülrate liegt insbesondere bei niedrigen Massenströmen weit über dem Messwert, teilweise um bis zu 150 %, was auf zu geringe Leckage hindeutet. Die Spaltmaße müssen in ihren Absolutwerten nicht zwangsläufig dem geometrischen Wert entsprechen, da die Leckage in der eindimensionalen Modellumgebung keine Umlenkung erfährt, sondern als eine Blende zwischen zwei Rohrenden dargestellt wird. Dennoch sind bereits die Ausgangswerte der Spaltmaße aufgrund der hohen thermischen Anforderungen am Ottomotor relativ groß im Vergleich zu typischen Werten aus vergangenen Anwendungen am Dieselmotor. In [11] werden für einen Comprex-Lader mit 110 mm Durchmesser mittlere Spaltmaße von 0,065 mm auf der kalten und 0,15 mm auf der heißen Seite genannt.

Zur Ermittlung der drei noch unbekannten Modell-Parameter wurde ein Versuchsraum erstellt, der die Variation der drei Parameter jeweils für jeden der 16 charakteristischen Betriebspunkte enthält. Um eine zeitaufwendige Rasterung zu vermeiden, wird eine zufällige raumfüllende Verteilung der drei Parameter innerhalb des Versuchsraums gewählt (vgl. [57]). Die Grenzen des Versuchsraums entsprechen dabei dem Variationsbereich der einzelnen Parameter und sind in Tab. 4.1 dargestellt.

Nach der Berechnung aller Betriebspunkte des Versuchsraums wurde jeweils ein Ersatzmodell für jeden der 16 Betriebspunkte erstellt. Diese stellen die Grundlage für den Optimierungsalgorithmus dar, welcher die Zielfunktion mithilfe eines genetischen Algorithmus minimiert. Die Zielfunktion beinhaltet dabei die Abweichungen zwischen Modell- und Messgrößen für alle 16 Betriebspunkte. Das Ergebnis der Optimierung ist ein Lösungsvektor mit drei Komponenten. Jede Komponente dieses Vektors entspricht dem ermittelten Endwert des jeweiligen Modell-Parameters. Der Vektor stellt die Lösung mit der insgesamt geringsten Abweichung des Modells zu den Messungen dar.

Durch Einsetzen der in Tab. 4.1 dargestellten Endwerte und erneutes Berechnen² ergibt sich der in Abb. 4.18 dargestellte Verlauf der Ausgangsgrößen. Der Gegendruck ist im Niveau geringer und zeigt nahezu keine Abweichung mehr zu den Messergebnissen. Ebenso wird die für die AGR über das Zellenrad maßgebliche Spülrate sehr gut abgebildet. Der für den korrekten Ladedruck verantwortliche Gesamtwirkungsgrad zeigt ebenfalls sehr gute Übereinstimmung, bis auf den Fall sehr früher ES-Stellungen und kalter Abgastemperatur T_3 , welche aber beide für den motorischen Betrieb bei hohen Lasten nicht relevant sind. Bei Teillastbetrieb treten diese Betriebszustände zwar auf, haben aber aufgrund des geringen Aufladegrads kaum Einfluss auf den Motorprozess.

²erforderlich, da Ersatzmodell und Rechenmodell nicht exakt übereinstimmen

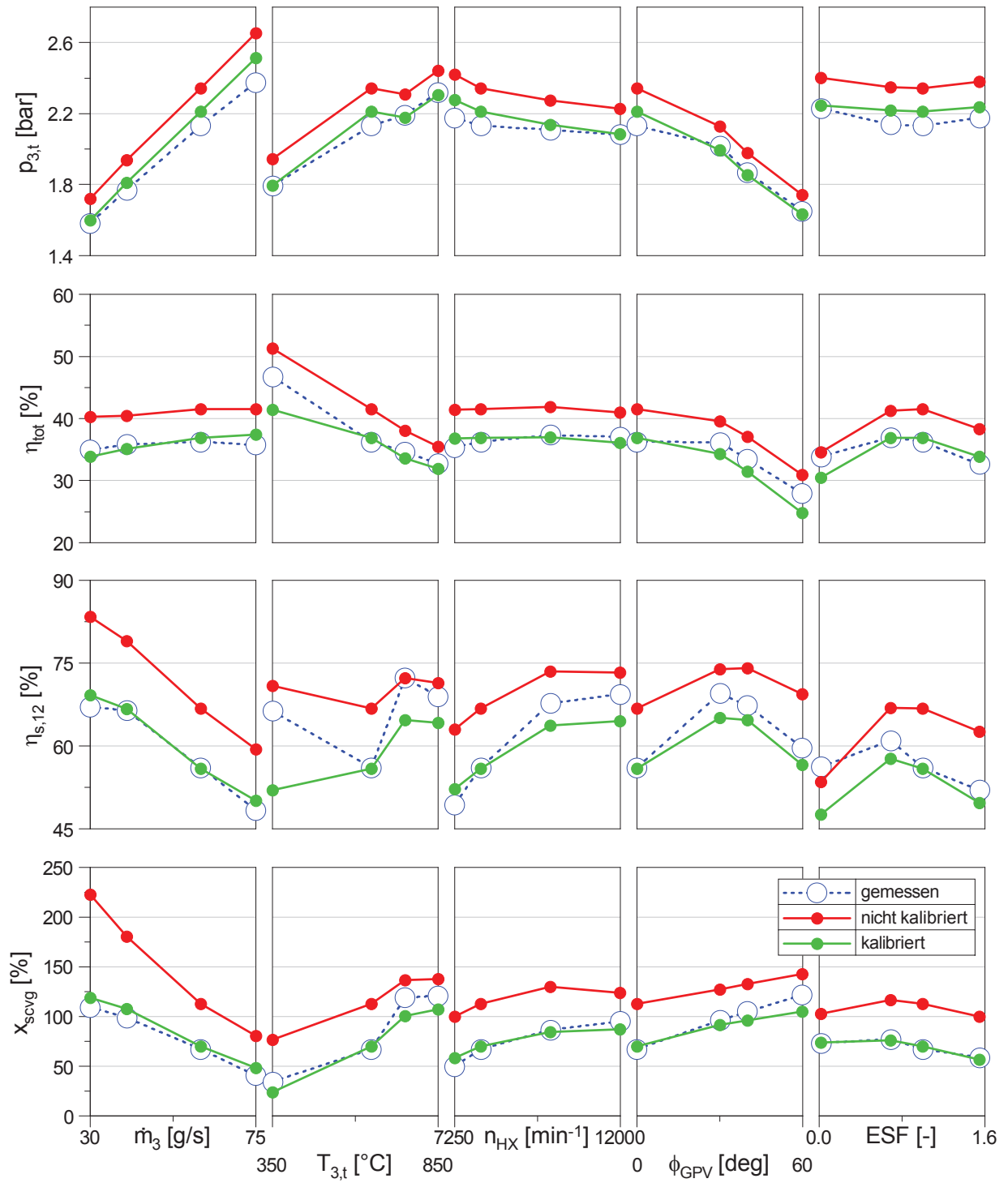


Abbildung 4.18: Vergleich von Heißgas-Prüfstandsmessungen, nicht kalibriertem und kalibriertem Komponenten-Modell

5 Vergleich Motor HX vs. TL

Die Komponenten-Messergebnisse ließen bereits erste Rückschlüsse auf die Vor- und Nachteile des Hyprex-Druckwellenladers gegenüber dem Basis-Turbolader im stationären Betrieb zu. Jedoch können einige Bedingungen, wie z.B. die Druckpulsation und insbesondere der transiente Betrieb, nur am Motorprüfstand dargestellt werden. Daher wurde der Motor zunächst mit Basis-Turbolader und anschließend mit Hyprex-Druckwellenlader an einem Motorprüfstand der *IAV GmbH* untersucht. Für beide Motorkonfigurationen wurden stationäre Kennfelder und Lastsprünge bei konstanter Motordrehzahl vermessen, sodass diese direkt miteinander verglichen werden können.

5.1 Versuchsaufbau am Motor-Prüfstand

Als Versuchsträger wurde ein 3-Zylinder-Ottomotor mit 1,0 L Hubraum, Viertakt-Arbeitsprinzip und Direkteinspritzung verwendet (siehe Tab. A.2). Der Motor verfügt weiterhin über stufenlose Phasensteller an Ein- und Auslassnockenwelle und einen integrierten gekühlten Abgaskrümmen. Der Motor wurde für die Regelung des Brennverfahrens und die spätere Motorprozessanalyse auf allen Zylindern mit schnellen Hoch- und für Zylinder 1 zusätzlich mit Niederdrucksensoren ausgestattet. Aufgrund der konstruktiv bedingten schlechten Zugänglichkeit und des integrierten gekühlten Abgaskrümmers, wurde auf zusätzlichen Temperatursensoren direkt vor und nach Zylinder 1 verzichtet. Für die genaue stationäre Messung der Abgaszusammensetzung wird das Motorabgasanalyzesystem MEXA-7100FX von *HORIBA, Ltd.* genutzt. Für die schnelle Regelung, insbesondere im transienten Betrieb, werden zusätzlich Lambda-Sonden eingesetzt. Das Einstellen aller für den Betrieb notwendigen Motor- und Hyprex-Aktuatoren erfolgt mithilfe eines IAV-eigenen Entwicklungssteuergeräts FI²RE. Ein anpassbares Matlab/Simulink-Modell übernimmt die Regelung der Betriebsgrößen in Echtzeit.

Abb. 5.1 zeigt vereinfacht das Schema des verwendeten Aufbaus des Motors mit Druckwellenlader am Motorprüfstand. Im Gegensatz zur Basis-Konfiguration ist der Drei-Wege-Katalysator hier zwischen Motorauslass und Aufladesystem angeordnet. Dafür wurde ein

neuer, dem Serienmotor gleicher, Katalysator zusammen mit zusätzlichen Abgasrohrleitungen entsprechend angepasst (siehe Abb. A.3). Aufgrund des verfügbaren Bauraums, zusätzlicher Messstellen, insbesondere für die Abgasanalyse, und der Einleitestelle für die Power-Boost-Funktion, konnte eine bestimmte Rohrlänge zwischen Abgaskrümmernaustritt und Druckwellenladereintritt nicht unterschritten werden (vgl. Abschnitt A.3). Insgesamt ergibt sich somit ein im Vergleich zum Basis-Motor wesentlich größeres aufzufüllendes Abgasvolumen und eine größere Oberfläche für den Wandwärmeübergang.

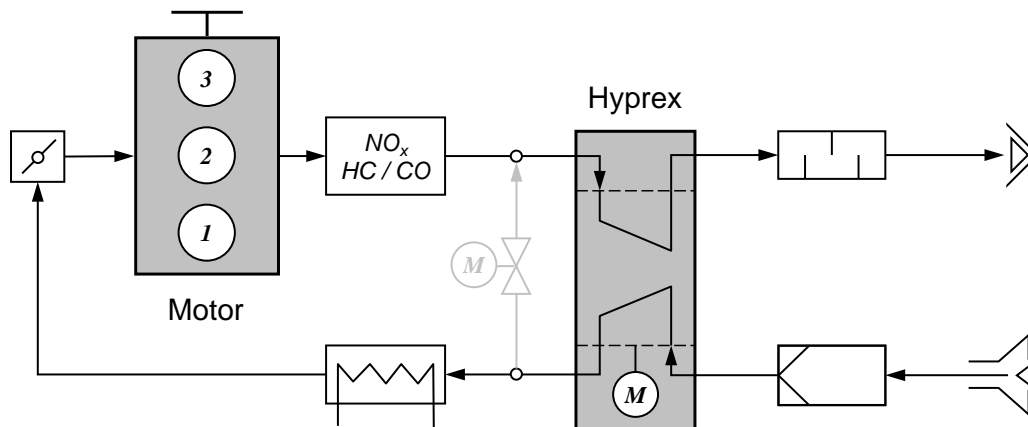


Abbildung 5.1: Versuchsaufbau (vereinfacht) Motor mit Hyprex-Druckwellenlader am Motorprüfstand. Optional: Bypassleitung für Power-Boost (grau)

Der Ladeluftpfad wurde prinzipiell beibehalten, wobei die Rohrleitung auf die baubedingt ungünstigere Anordnung des Ladeluftaustritts angepasst wurde. Hinzu kam eine Abzweigung vor Ladeluftkühler für die Power-Boost-Funktion und ein Venturirohr nach Ladeluftkühler zur schnellen Bestimmung des Ladeluftmassenstroms und zusätzliche Messstellen insbesondere für die Bestimmung der CO_2 -Konzentration, wodurch sich auch das Ladeluftvolumen gegenüber dem Basis-Motor etwas vergrößerte. Weitaus größere Änderungen wurden an den Niederdruckleitungen vorgenommen. Hier wurde konsequent auf geringe Druckverluste geachtet, wodurch die Durchmesser der Rohre auf der Luftseite von 35 auf 50 mm und auf der Abgasseite von 40 auf 70 mm vergrößert wurden. Weitere Änderungen betrafen die Rohrführung, welche möglichst gerade ausgeführt wurde, einen vergrößerten Luftfilter und zwei spezielle druckverlustarme Absorptionsschalldämpfer.

Ein spezielles Problem bei der Vermessung des Druckwellenladers in dieser Konfiguration stellt die Analyse der Gaszusammensetzung durch Gasentnahme dar. Abb. 5.2 zeigt, dass die Entnahmestellen sowohl auf der Abgas- als auch auf der Frischluftseite in den Hochdruckladungswechselleitungen liegen. Dadurch wird dem Lader nicht nur Abgasenthalpie, sondern auch bereits verdichteten Ladeluft kontinuierlich abgezweigt. Zwar sind die für die Gasanalyse nötigen Massenströme gering, dennoch haben sie

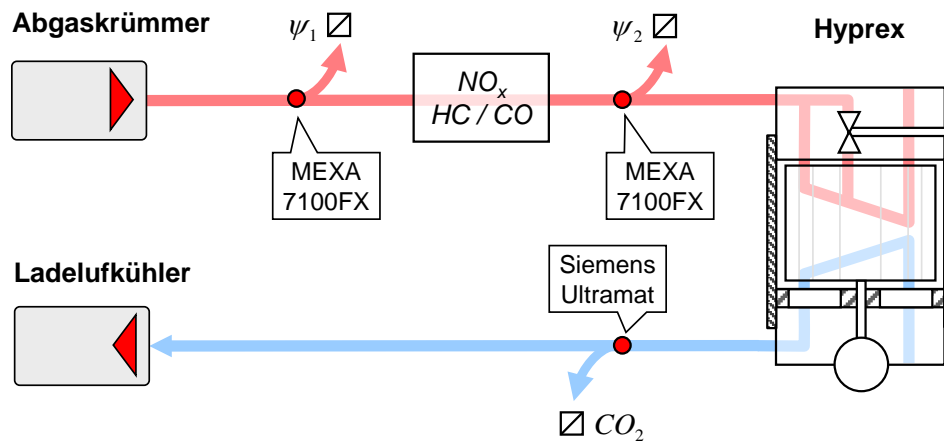


Abbildung 5.2: Entnahmestellen für die Analyse der Zusammensetzung von Abgas und Ladeluft am Motor mit Hyprex-Druckwellenlader

einen negativen Einfluss auf die erzielbare Motorleistung bzw. den Verbrauch. Beim Turbolader hingegen stellt dies kein Problem dar, da Abgas für die Analyse nach Turbine entnommen und eine Messung der CO_2 -Konzentration der Ladeluft beim Ottomotor ohne externe Abgasrückführung in der Regel nicht vorgenommen wird. Um den Einfluss der Gasanalyse dennoch bewerten zu können, besteht die Möglichkeit die Gasentnahme zu deaktivieren und den Motorbetriebspunkt nur mithilfe der Lambda-Sonden einzustellen. Da der Entnahmevolumenstrom der Gasanalyse konstant ist, ist davon auszugehen, dass der Einfluss im LET am größten ist.

Eine genaue Bestimmung des Luftverhältnisses des Abgases ist für den Betrieb mit Druckwellenlader wichtig, da dies zusammen mit dem Kraftstoffmassenstrom die einzige Möglichkeit darstellt, den Luftmassenstrom zum Motor genau zu bestimmen. Diese Messmethode ist jedoch sehr träge und daher nur für den stationären Betrieb geeignet. Die übliche Luftmassenmessung der Reineluft vor Verdichtung mittels Heißfilm-Anemometer dient hier allein der Bestimmung der Spülrate des Druckwellenladers. Die hohe zu erwartende Ladelufttemperatur, Wassertröpfchen nach Ladeluftkühler im Fall von AGR über das Zellenrad und nicht zuletzt der verfügbare Bauraum stellen ein Problem für die direkte Messung des Ladeluftmassenstroms dar. Denkbare Messmittel wie etwa ein Quantometer oder ein Venturirohr scheitern letztlich an der großen Massenstromspreizung über das gesamte Motorkennfeld. Für den transienten Fall wurde daher, wie in Seriensteuergeräten mittlerweile üblich, ein Zylinderfüllungsmodell implementiert. Dieses nutzt Saugrohrdruck und -temperatur, um in Abhängigkeit der Motordrehzahl die Luftmasse zu bestimmen. Der Luftaufwand muss allerdings vorher mithilfe von Messergebnissen bestimmt und das Modell darauf angepasst werden. Die Stellung der Nockenwellen hat einen großen Einfluss auf den Luftaufwand. Vom Standardkennfeld abweichende Nockenwellenstellungen, wie sie

während eines Lastsprungs auftreten, können in diesem Modell nicht korrekt abgebildet werden. Dafür wäre eine betriebspunktabhängige Variation der Steuerzeiten und eine Berücksichtigung des instationären Ladungswechsels nötig. Als Vorsteuerung ist dieser Ansatz jedoch hier ausreichend, wenn auch das Abgas-Luftverhältnis im Lastsprung den Ansprüchen an die Abgasnachbehandlung einer Serienapplikation bei weitem nicht genügt. Um einen zusätzlichen Indikator für den Massenstrom im transienten Fall zu haben, wurde zu Testzwecken ein Venturirohr eingesetzt, da dieses im Gegensatz zum Quantometer nahezu verzögerungsfrei reagiert.

5.2 Messergebnisse am Motor-Prüfstand

5.2.1 Stationär

Sowohl für den Basis-Motor als auch für die Konfiguration mit Hyprex-Druckkellenslader wurde jeweils ein komplettes Stationär-Kennfeld vermessen. Für beide Motorkonfigurationen wurde auf möglichst gleiche Randbedingungen für den Betrieb geachtet. Das Verbrennungsluftverhältnis des Abgases $\lambda_{V,Abg}$ vor Katalysator wurde im gesamten Kennfeld, soweit es der Bauteilschutz zuließ, stöchiometrisch gehalten. Im Bereich des üblichen Zylinderspülens oberhalb von 10 bar effektiven Mitteldrucks und unterhalb einer Motordrehzahl von 2500 min^{-1} wurde hingegen das Verbrennungsluftverhältnis im Zylinder $\lambda_{V,Zyl}$ anhand der CO-Konzentration konstant stöchiometrisch gehalten. Tritt kein Zylinderspülen auf, dann gilt in sehr guter Näherung $\lambda_{V,Zyl} = \lambda_{V,Abg}$. Die Verbrennungsschwerpunktlage wurde, soweit es die Klopfgrenze zuließ, verbrauchsoptimal gewählt. Bis zu einem effektiven Mitteldruck von 10 bar wurde die Saugrohrtemperatur prüfstandsseitig auf konstant 25°C , darüber hinaus auf 40°C konditioniert. Schmieröl und Kühlwasser wurden ebenfalls für beide Motorenkonfigurationen gleich konditioniert. Um den Motor insbesondere an der Volllast nicht zu zerstören, wurde das effektive Drehmoment und der mittlere Zylinderspitzenruck jeweils auf den Maximalwert des Basis-Motors von 180 Nm respektive 100 bar begrenzt. Für den Motor mit Hyprex-Druckwellenslader ist das temperaturbegrenzende Bauteil nicht mehr der Turbolader sondern der Katalysator, welcher die Motoraustrittstemperatur auf 950°C beschränkt. Bei großer Exothermie über dem Katalysator muss auch die Abgastemperatur am Katalysatoraustritt berücksichtigt werden, um weder den Katalysator noch den Hyprex-Druckwellenslader zu beschädigen. Abb. 5.3 zeigt eine Übersicht der am Motorprüfstand vermessenen Volllastlinien für beide Motorkonfigurationen. Der Basis-Motor (grün) erreicht sein Drehmomentplateau von

$p_{me} = 22,7 \text{ bar}$ bereits bei 1500 min^{-1} (LET) und seine Maximalleistung von $92,1 \text{ kW}$ bei 6000 min^{-1} (RP). Der erste verwendete Hyprex-Druckwellenlader „HX1“ erreicht diese Zielwerte zunächst nicht. Das Drehmoment bei niedrigen Motordrehzahlen ist deutlich und die maximale Leistung etwas geringer. Letzteres ist hauptsächlich der Begrenzung der Lagertemperatur geschuldet, sodass die Last ab einer Motordrehzahl von etwa 3500 min^{-1} an reduziert werden muss.

Beim Betrieb nahe Maximalleistung trat ein kapitaler Lagerschaden auf, sodass der Prototyp „HX 1“ gegen einen zweiten Lader gleichen Typs „HX 2“ getauscht werden musste, um die übrigen Betriebspunkte vermessen zu können. Die im Folgenden dargestellten Kennfelder beinhalten daher die Messwerte von beiden Ladern, wobei alle Betriebspunkte unterhalb der Volllast von „HX1“ vom selbigen stammen und die Betriebspunkte darüber von „HX2“.

Um einen erneuten Lagerschaden zu vermeiden, wurde zusätzlich zur der in Abschnitt 3.2 beschriebenen Wellennaben-Kühlung ein Luftgebläse eingesetzt, welches, ausschließlich auf das Kaltgasgehäuse des Druckwellenladers gerichtet, das innenliegende Wälzlager kühlt. Mit dem zweiten Druckwellenlader konnte die Maximalleistung erhöht und die des Basis-Motors sogar übertroffen werden und dies bei 100 K geringerer Abgastemperatur am Motorausstritt. Der Zylinderspitzenruck begrenzte die Maximalleistung schließlich auf einen Wert von $99,5 \text{ kW}$. Auch das Drehmoment bei niedrigen Motordrehzahlen konnte

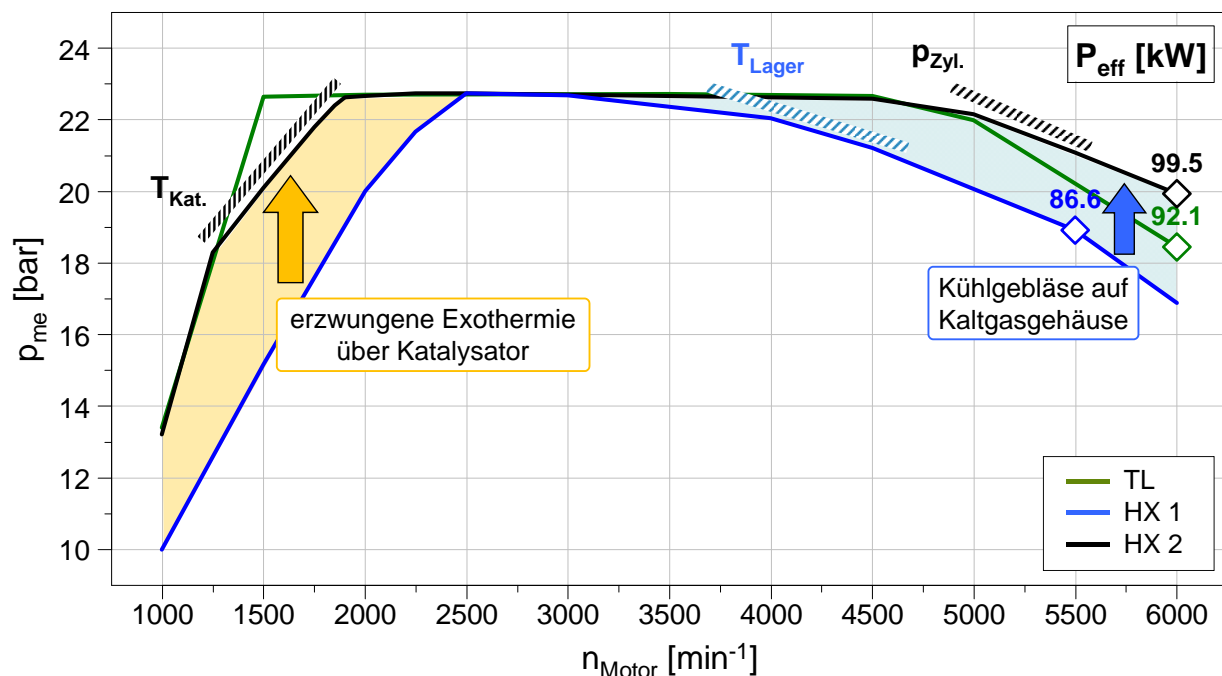


Abbildung 5.3: Übersicht der am Motorprüfstand vermessenen Volllastlinien für den Basis-Motor und den Motor mit Hyprex-Druckwellenlader

erheblich gesteigert werden und erreicht bis zu einer Motordrehzahl von 1250 min^{-1} die Werte des Basis-Motors. Darüber hinaus begrenzt die maximale Katalysatoraustritts-temperatur jedoch das Drehmoment, sodass sich die Drehzahl des LET von 2500 auf 1900 min^{-1} gegenüber dem ersten Prototypen zwar verbessert, den Wert des Basis-Motors jedoch nicht erreicht. Neben der maximal erzielbaren Volllast ist der Kraftstoffverbrauch von besonderem Interesse. Abb. 5.4 zeigt das Differenzkennfeld des spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauchs gebildet aus den Werten von Hyprex- abzüglich denen der Turbolader-Konfiguration. Dabei ist zu beachten, dass das Differenzkennfeld nur die Kennfeld-Schnittmenge beider Konfigurationen darstellt. Im unteren Teil des Kennfeldes treten zunächst kaum Unterschiede auf. Bei hohen Lasten hingegen lassen sich zwei Bereiche unterscheiden. Bei hohen Motordrehzahlen ist ein Verbrauchsvorteil der Hyprex-Konfiguration zu erkennen, der in Richtung Maximalleistung bis auf einen Wert von 15 g/kWh zunimmt.

Bei niedrigen Motordrehzahlen konnte durch größere Ventilüberschneidung mehr Zylinder-spülluft gefördert und der im Zylinder unverbrannte Anteil des Kraftstoffs im Katalysator umgesetzt werden, wodurch sich, wie in Abb. 5.3 gezeigt, das Drehmoment in der Nähe des LET steigern ließ. Die erzwungene Exothermie muss jedoch mit einem starken Anstieg des Kraftstoffverbrauchs von bis zu 50 g/kWh erkaufte werden. Hinzu kommt, dass der Temperaturanstieg über dem Katalysator diesen schneller altern lässt, wodurch die

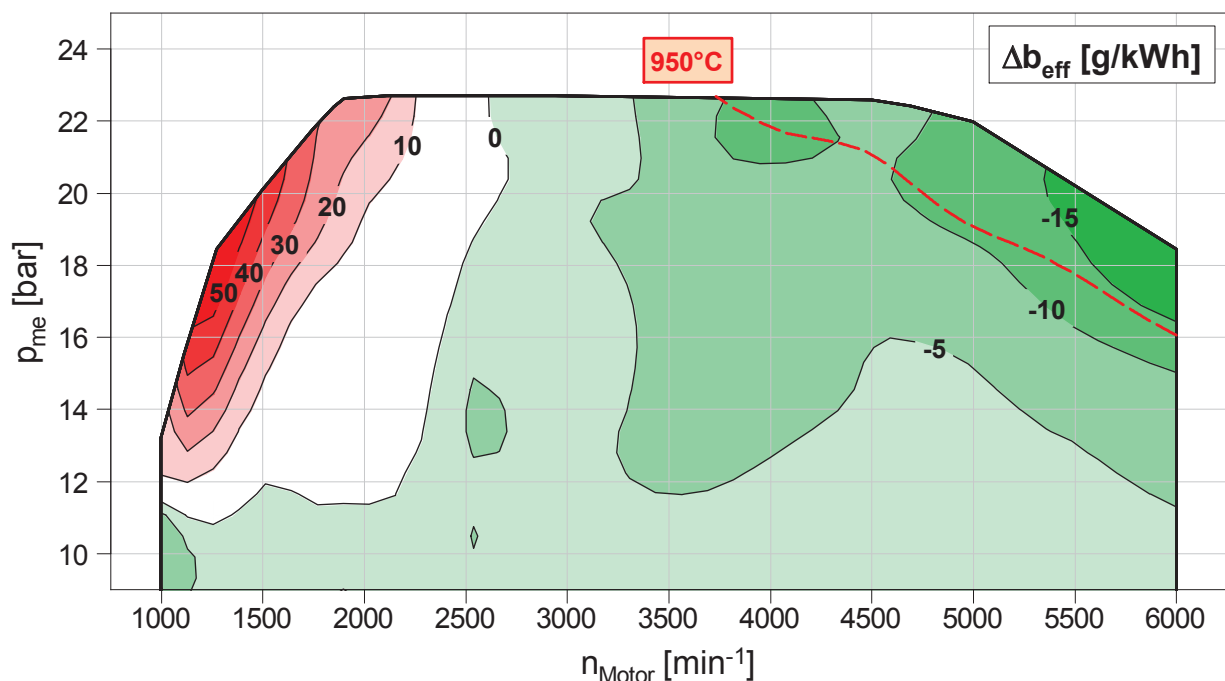


Abbildung 5.4: Differenzkennfeld (HX-TL) des spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauchs und Isolinie der Turbineneintrittstemperatur des Basis-Motors

Konvertierungsrate verschlechtert und das Bauteil sogar zerstört werden kann, da sich die hier verwendeten keramische Monolithe verformen und dann aus ihrer Halterung im Gehäuse lösen können. Wenn sich darüber hinaus kleinere Bestandteile lösen, können diese in das Zellenrad des Druckwellenladers geraten und diesen ebenfalls beschädigen oder gar zerstören.

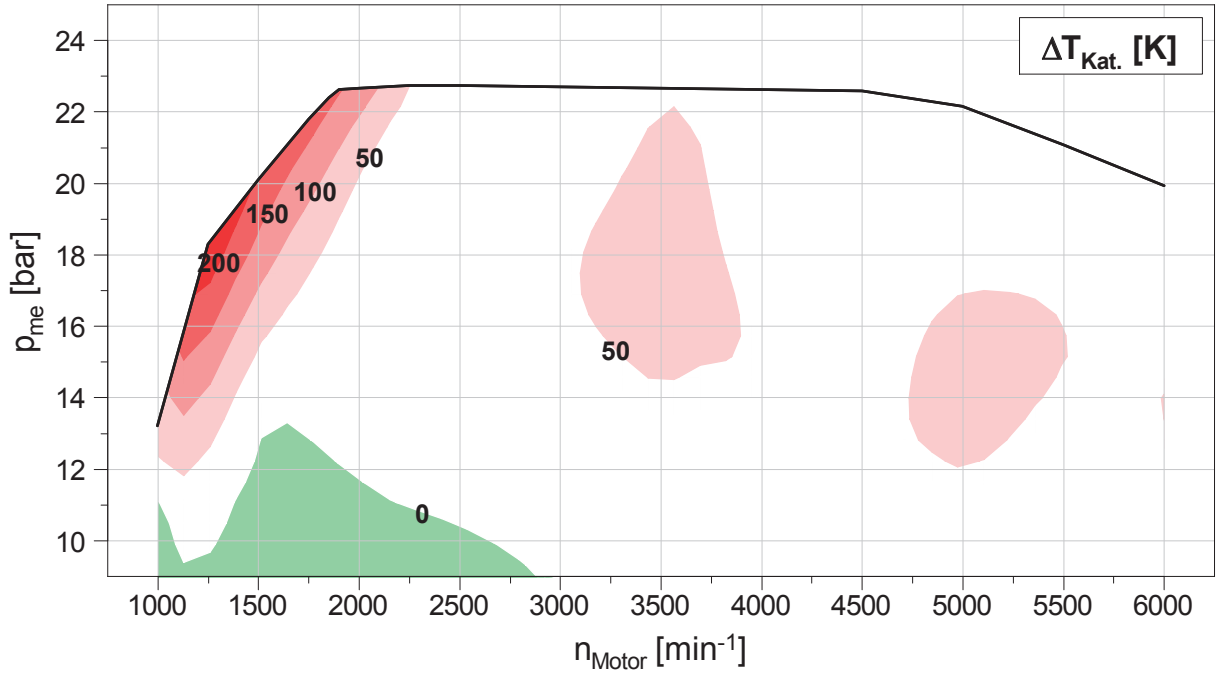


Abbildung 5.5: Temperaturanstieg über dem Katalysator für den Motor mit Hyprex-Druckwellenlader und Bereich starker Ventilüberschneidung (oben links)

In Abb. 5.5 treten Temperaturanstiege von bis zu 255 K auf. Im restlichen Kennfeld, außerhalb des Bereichs starker Ventilüberschneidung, ist die Exothermie hingegen vergleichsweise gering. Dennoch wird deutlich, dass die Exothermie mit zunehmender Last ansteigt und so den Wärmeaustrag über den Katalysatormantel zu kompensieren vermag. Das bisherige Verhalten der Hyprex-Konfiguration bestätigt die auf den Kennfeldern vom Heißgasprüfstand basierende Vorhersage (vgl. Nomogramm in Abb. 3.20). Allerdings bleibt noch offen, inwiefern die Zylinderspülung und die etwaige Abgasrezirkulation über das Zellenrad Anteil daran haben. Die genauen Ursachen für die Unterschiede in der Volllast und im Kraftstoffverbrauch sollen daher anhand der Analyse von Brennverfahren und Ladungswechsel untersucht werden.

Abb. 5.6 zeigt das Differenzkennfeld von $\lambda_{V,Abg}$, wobei aufgrund der Abschaltung der Abgasanalyse bis 2500 min^{-1} die Werte der Lambda-Scanner verwendet wurden. In dem Bereich, in dem auf $\lambda_{V,Zyl}$ geregelt wird, ist ein deutlicher Abfall für die Hyprex-Konfiguration zu verzeichnen. Der Hyprex-aufgeladene Motor fährt hier mit nahezu

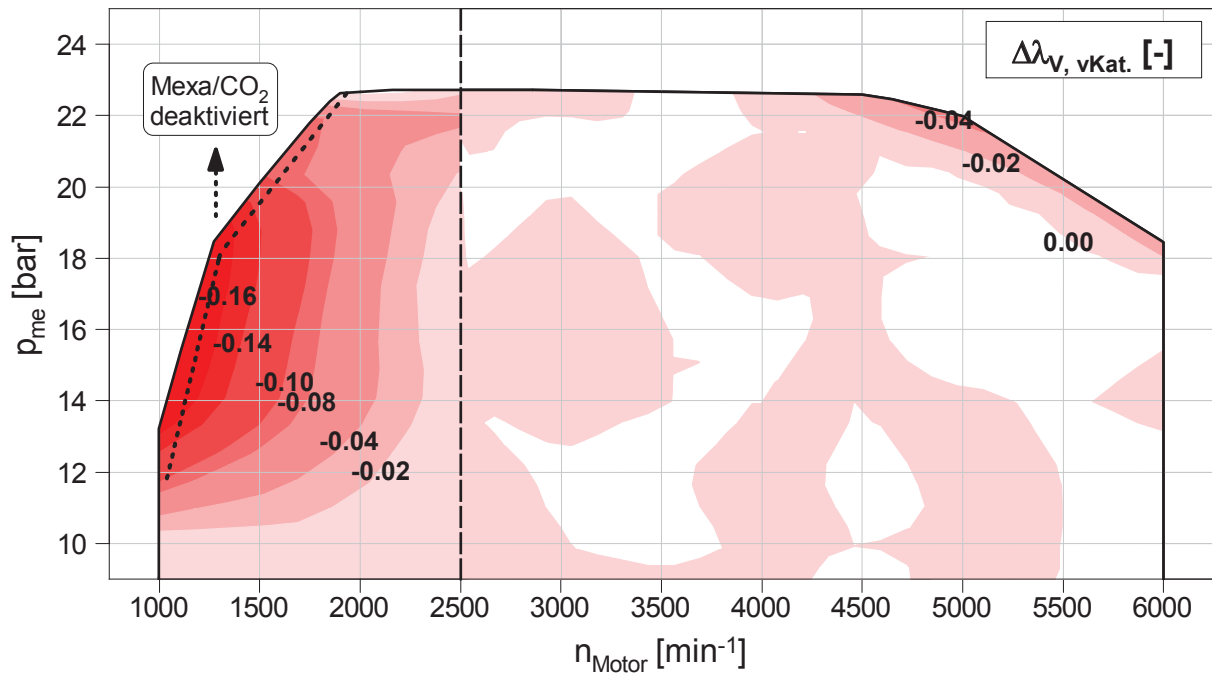


Abbildung 5.6: Differenzkennfeld (HX-TL) des stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses des Abgases vor Katalysator

stöchiometrischem Abgas, während der Basis-Motor infolge starken Zylinderspülens ein deutlich abgemagertes Luftverhältnis von bis zu $\lambda_{V,Abg} = 1,2$ aufweist. Im Bereich der Maximalleistung muss der Hyprex-aufgeladene Motor aufgrund des Bauteilschutzes bei bereits 950°C mit $\lambda_{V,Abg} = 0,98$ im Gegensatz zum Basis-Motor leicht anfetten.

Die in Abschnitt 5.1 beschriebene Gasanalyse durch Entnahme eines Teils von Abgas und Ladeluft hat einen deutlichen Einfluss auf das maximal erzielbare Drehmoment im Bereich unterhalb des LET. Die Gasentnahme wurde in einigen ausgewählten Betriebspunkten deaktiviert, wodurch sich p_{me} um etwa 1,0 bar steigern lässt.

Der Verbrauchsvorteil bei hohen Motordrehzahlen und -lasten ist zu einem Teil durch die mit dem niedrigeren Abgasgegendruck einhergehenden geringen Pumpverluste von bis zu 1,0 bar Mitteldruck zu erklären. Der in Abb. 5.7 dargestellte Bereich günstigerer Ladungswechselarbeit (grün) entspricht auch dem des Verbrauchsvorteils. In Richtung LET werden die Pumpverluste gegenüber dem Basis-Motor jedoch größer.

Neben dem Luftverhältnis ist die Verbrennungsschwerpunktlage α_{Q50} der Haupteinflussparameter auf den brennverfahrensseitigen Kraftstoffverbrauch. Abb. 5.8 zeigt, dass nahe Maximalleistung (grün gestrichelt) α_{Q50} bedingt durch die bessere Restgasausspülung um bis zu $4,0^\circ\text{KW}$ früher liegt. Dies ist neben den geringeren Pumpverlusten der Grund für den Kraftstoffverbrauchsvorteil. Nahe LET hingegen liegt die Schwerpunktlage um bis zu $4,5^\circ\text{KW}$ später. Die Ursache für das geringe Zylinderspülen im Bereich des LET stellt

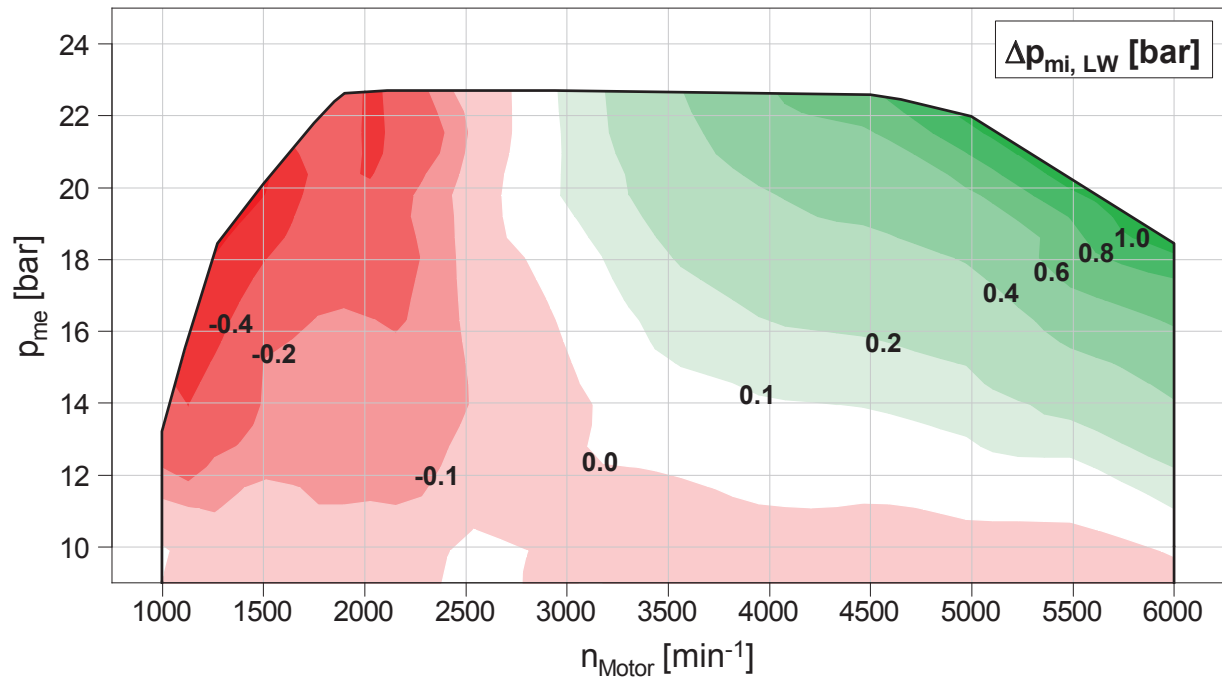


Abbildung 5.7: Differenzkennfeld (HX-TL) der Pumpverluste anhand des indizierten Mitteldrucks während der Ladungswechselphase

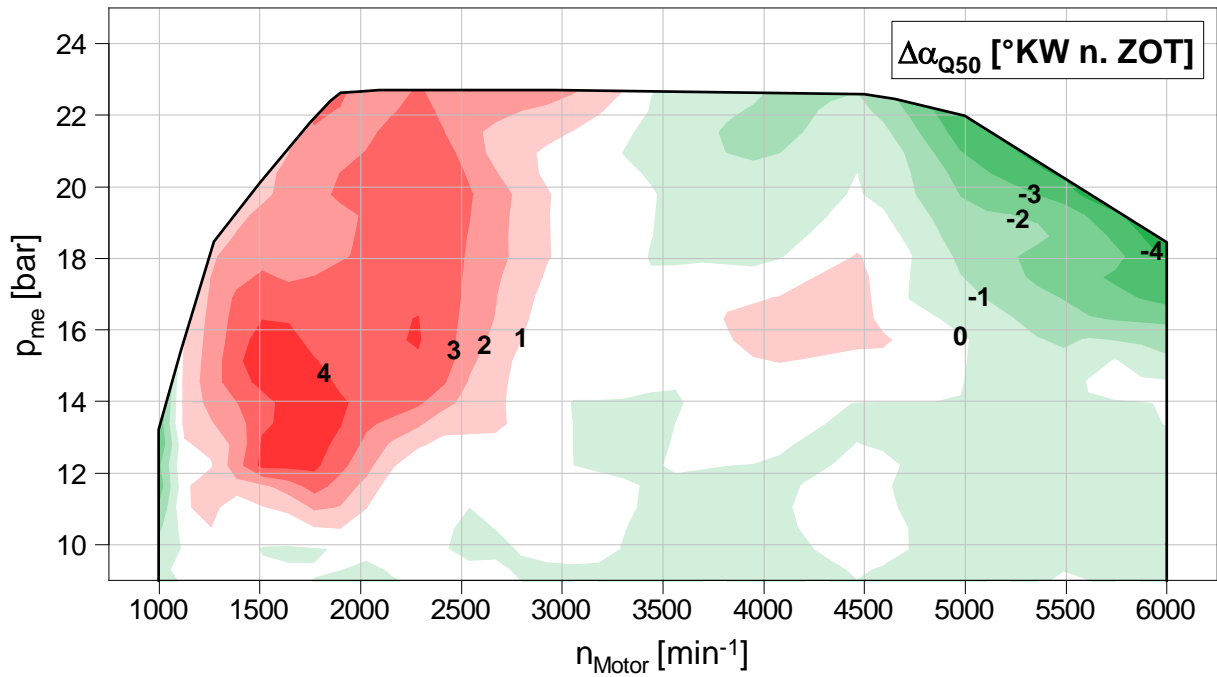


Abbildung 5.8: Differenzkennfeld (HX-TL) der Verbrennungsschwerpunktlage

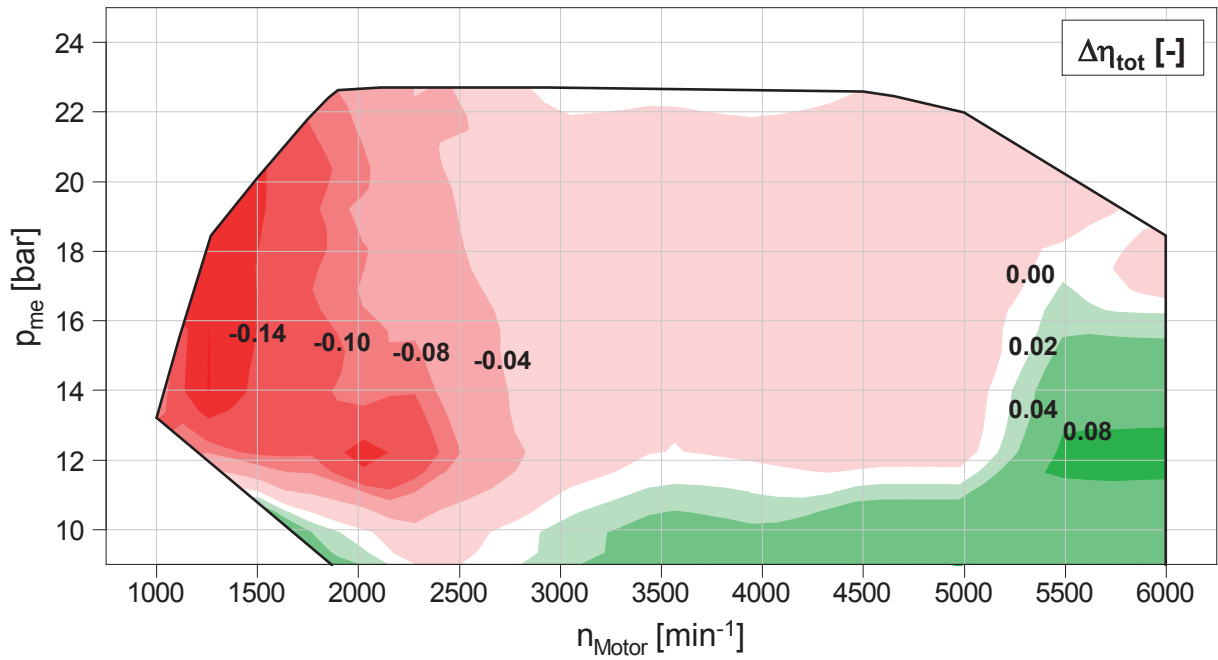


Abbildung 5.9: Differenzkennfeld (HX-TL) des Aufladesystem-Gesamtwirkungsgrads

neben dem für diesen Motor etwas zu großen Querschnitts des Hyprex-Druckwellenladers (vgl. Abb. 3.20) auch der vergleichsweise geringe Gesamtwirkungsgrad dar. Nach Abb. 5.9 ist dieser um bis zu 0,18 niedriger als im Falle des Basis-Turboladers. Nahe Maximalleistung hingegen ist der Gesamtwirkungsgrad des Turboladers infolge stark geöffneten Wastegates auf das Niveau des Hyprex-Druckwellenladers gefallen. Die dennoch signifikanten Pumpverlustvorteile resultieren zusätzlich auch aus den wesentlich niedrigeren Druckverlusten der gesamten Abgasanlage.

Die Anordnung des Katalysators und insbesondere der geringere Druckverlust der Abgasniederdruckleitungen ermöglichen es in der Hyprex-Konfiguration einen im Nennleistungspunkt des Basis-Motors um ca. 1350 mbar geringeren Abgasgegendruck zu erzielen, wodurch sich ein um etwa 1100 mbar niedrigeres Zylinderdruckgefälle einstellt. Abb. 5.10 zeigt den vereinfachten Verlauf des statischen Absolutdrucks entlang der Abgasanlage für beide Konfigurationen. Die Anordnung des Katalysators hat auf der einen Seite einen geringeren Druckverlust über dem Katalysator selbst, bedingt durch den kleineren Volumenstrom, zur Folge, auf der anderen Seite ergibt sich prinzipbedingt allein aus seiner Anordnung stromauf des Expansionsprozesses auch bei gleichem Expansionsdruckverhältnis ein geringerer Absolutgegendruck.

$$\Delta p_3 = \underbrace{\pi_T(\Delta p_{Kat} + p_0)}_{p_{3,TL}} - \underbrace{\Delta p_{Kat} + \pi_T \cdot p_0}_{p_{3,HX}} = \Delta p_{Kat}(\pi_T - 1) \quad (5.1)$$

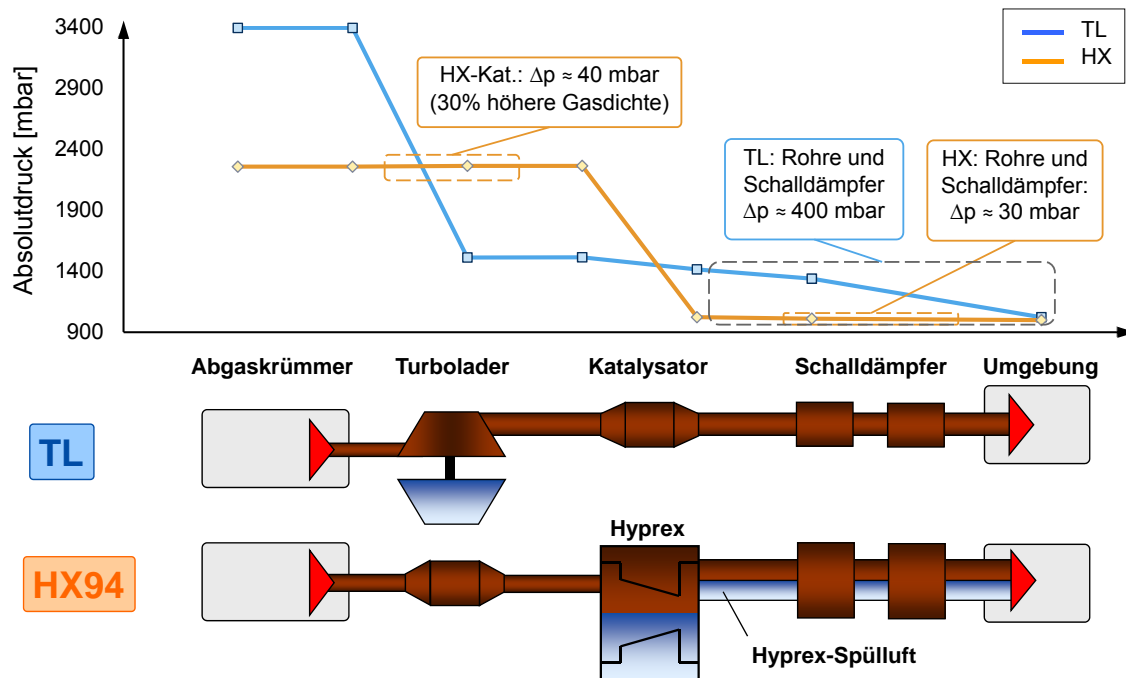


Abbildung 5.10: Vergleich der Absolutdrücke entlang der Abgasanlage (vereinfacht)

Für den Nennleistungspunkt ergibt sich nach Gl. 5.1 für einen Katalysator mit 100 mbar Druckverlust und ein Turbinendruckverhältnis von 2,5 ein um 150 mbar geringerer Gegendruck für den Motor, wenn der Katalysator vor dem Expansionsprozess (Turbine oder Druckwellenlader) angeordnet wird.

Das in Abb. 5.10 unten dargestellte Aufeinandertreffen von Spülluft und Abgas im Zellenrad kann bei hoher Motorleistung zu unerwünschten Nachreaktionen im Abgastrakt führen. Wird der Motor ohne Zylinderspülen und mit erhöhter Kraftstoffanreicherung betrieben, so kann der Katalysator nicht mehr vollständig konvertieren und es verbleibt hochentzündliches Gas im Abgas, welches bei ausreichend hoher Temperatur mit der frischen Spülluft im Zellenrad bzw. kurz nach Austritt in Kanal „4“ reagiert. Aufgrund der Dauer der Vorreaktionen verbrennt das Gemisch nicht im Bereich des Zellenrads, sondern explosionsartig etwas weiter stromab in der Abgasniederdruckleitung. Da dies extreme Druckpulsation erzeugt und auf Dauer zur Zerstörung des Druckwellenladers führen kann, muss dieser Betrieb möglichst vermieden werden.

Bei hoher Last ist die Spülung daher nur soweit erwünscht, als das eine ausreichende Kühlung des Druckwellenlader-Laufzeugs sichergestellt wird. Abb. 5.11 zeigt, dass bei Volllast noch eine Spülrate von 29 % erzielt wird, was für den Prüfstandsbetrieb noch ausreichend ist. Bei niedriger Motordrehzahl und Volllast hingegen ist eine möglichst hohe Spülrate erwünscht. Abb. 5.12 zeigt warum: Je niedriger die Drehzahl, desto stärker der Anstieg des über das Zellenrad rezirkulierten Abgases mit abnehmender Spülrate. Während

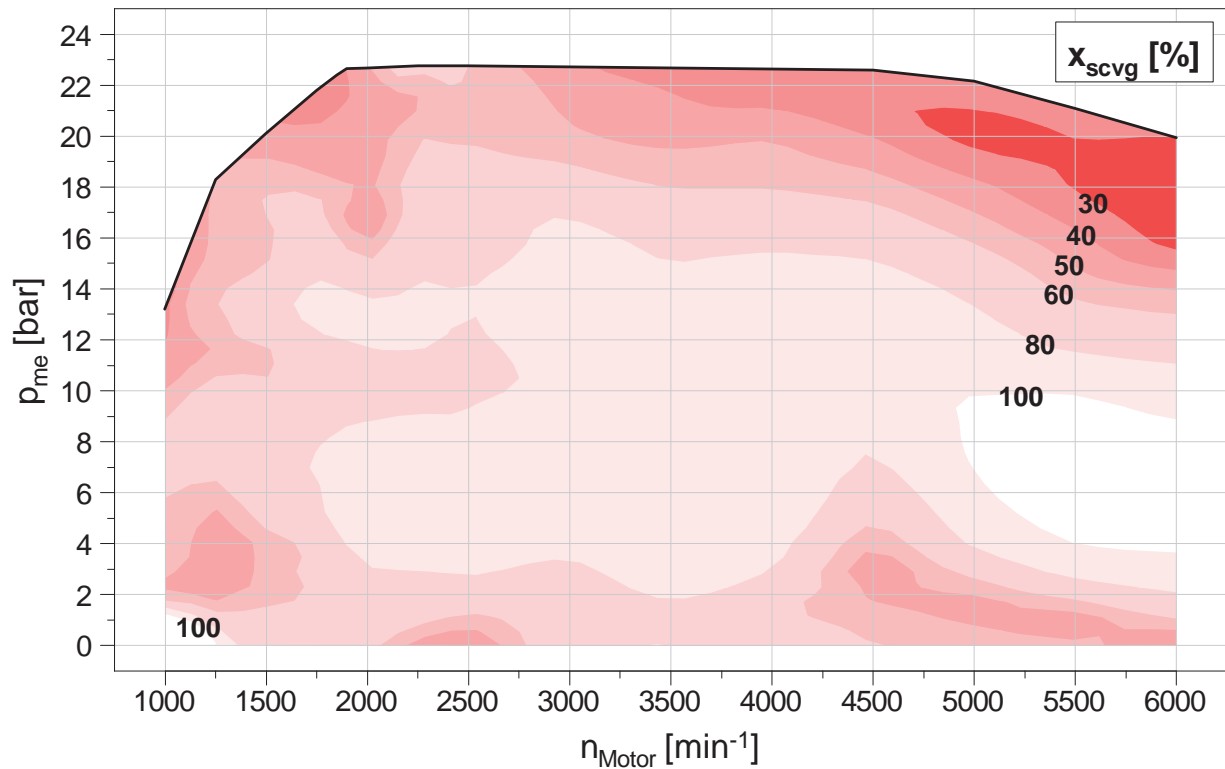


Abbildung 5.11: Motorkennfeld der Hyprex-Spülrate berechnet anhand von Kraftstoffmassenstrom und Abgasluftverhältnis (soweit nicht anders angegeben)

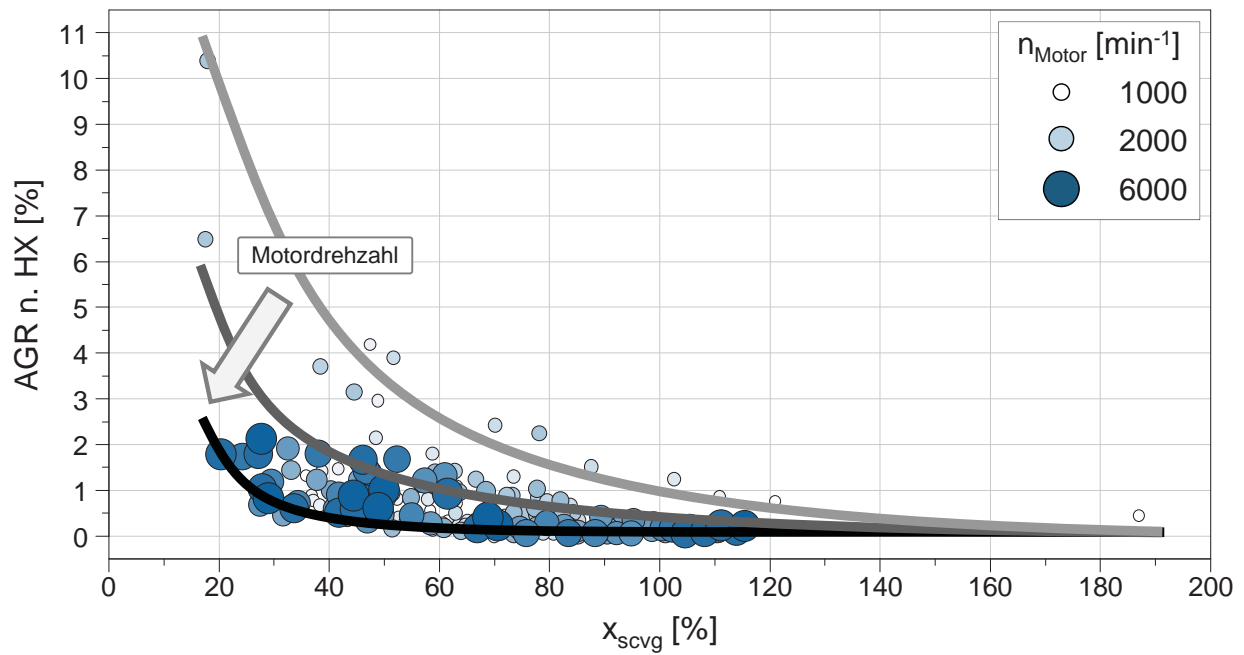


Abbildung 5.12: Korrelation von Abgasrezirkulation über das Zellenrad und Hyprex-Spülrate

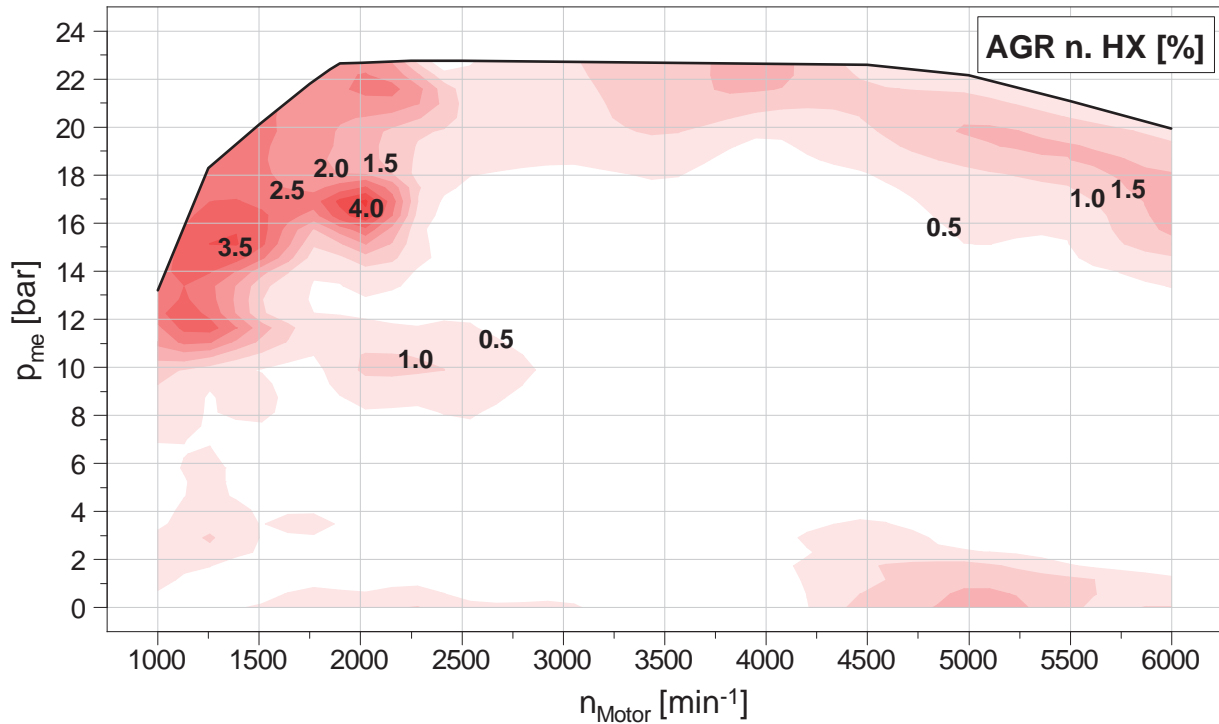


Abbildung 5.13: Abgaskonzentration in der Luft nach Hyprex-Ladeluftaustritt „2“

die Abgasrezirkulation mit geringerer Spülrate infolge der Mischung zunimmt, ist der Einfluss der Drehzahl auf die Druckpulsation zurückzuführen. Je niedriger die Motordrehzahl im Vergleich zu Rotordrehzahl ist, desto höher die Schwankung der Abgaspenetration von einem Druckwellenzyklus zum nächsten (vgl. Abb. 6.5). Dies stellt eine weitere Ursache für das im Vergleich zum Basis-Motor niedrigere maximale Drehmoment bei niedriger Motordrehzahl dar. Durch die zunehmende Abgasrezirkulation gelangt weniger Sauerstoff in den Zylinder, der für die Verbrennung zur Verfügung steht. In Abb. 5.13 sind Werte von bis zu etwa 4 % externer AGR an der Volllast zu erkennen. Die Werte im Bereich deaktivierter Gasentnahme können nicht direkt gemessen werden. Daher wurde unter Ausnutzung des in Abb. 5.12 dargestellten Zusammenhangs von externer AGR und Spülrate in Abhängigkeit der Motordrehzahl der Wert extrapoliert. Aufgrund der ebenfalls abgeschalteten Motorabgasanalyse wurde die Spülrate anhand der Messwerte der Lambda-Sonden berechnet (siehe Abschnitt A.4). Die niedrigen Spülraten führen außerdem zu einem Anstieg der Ladeluft- bzw. Lagertemperatur, wodurch das GPV teilweise nicht weiter geschlossen werden kann. Wenn die Temperaturgrenze noch nicht erreicht ist, das GPV dennoch weiter geschlossen wird um das Drehmoment zu steigern, kann dies bei sehr niedriger Motordrehzahl sogar zu einem Leistungsabfall infolge zunehmender externer AGR führen, da die Spülung unter diesen Randbedingungen nicht mehr ausreichend ist. Durch Anpassung von Rotordrehzahl und ES kann die Spülrate verbessert werden.

Hier gilt es, stets einen Kompromiss aus Spülrate und Ladedruck zu finden. Nahe der Volllast ab einer Motordrehzahl von 3500 min^{-1} ist ein diskontinuierlicher Verlauf der Abgaskonzentration der Ladeluft zu erkennen. Ursache hierfür ist die Nachmessung mit dem zweiten Hyprex-Prototypen „HX 2“. Bei Nennleistung wird dadurch die Abgasrezirkulation von 1,8 auf 0,8 % verringert, wodurch u. a. eine höhere Last erzielt werden kann. Die beiden eigentlich baugleichen Lader scheinen unterschiedliche Betriebseigenschaften zu haben. Im Bereich des LET hingegen kann nicht genau zwischen dem Einfluss des anderen Laders und der hohen Abgastemperatur infolge Exothermie über dem Katalysator unterschieden werden. Daher wurden diese für gleiche Lasten anhand eines Lastschnitts bei einer Motordrehzahl von 4500 min^{-1} miteinander verglichen. Abb. 5.14 zeigt, dass der Lader-Gesamtwirkungsgrad η_{tot} von „HX 2“ nahe der Volllast um bis zu 0,02 höher liegt und der Unterschied mit geringerer Last zunimmt. Die höhere Spülrate nahe Volllast zusammen mit dem günstigeren Zylinderdruckgefälle ergeben eine deutlich niedrigere Abgaskonzentration bei sehr hohen Lasten. Bedingt durch den besseren Lader-Gesamtwirkungsgrad muss das GPV weniger stark geschlossen werden, was sich auch im Abgasgegendruck bemerkbar macht. Die ansonsten baugleichen Lader können sich bezüglich ihrer axialen Spaltmaße unterscheiden. Zum einen wird der kalte Axialspalt von

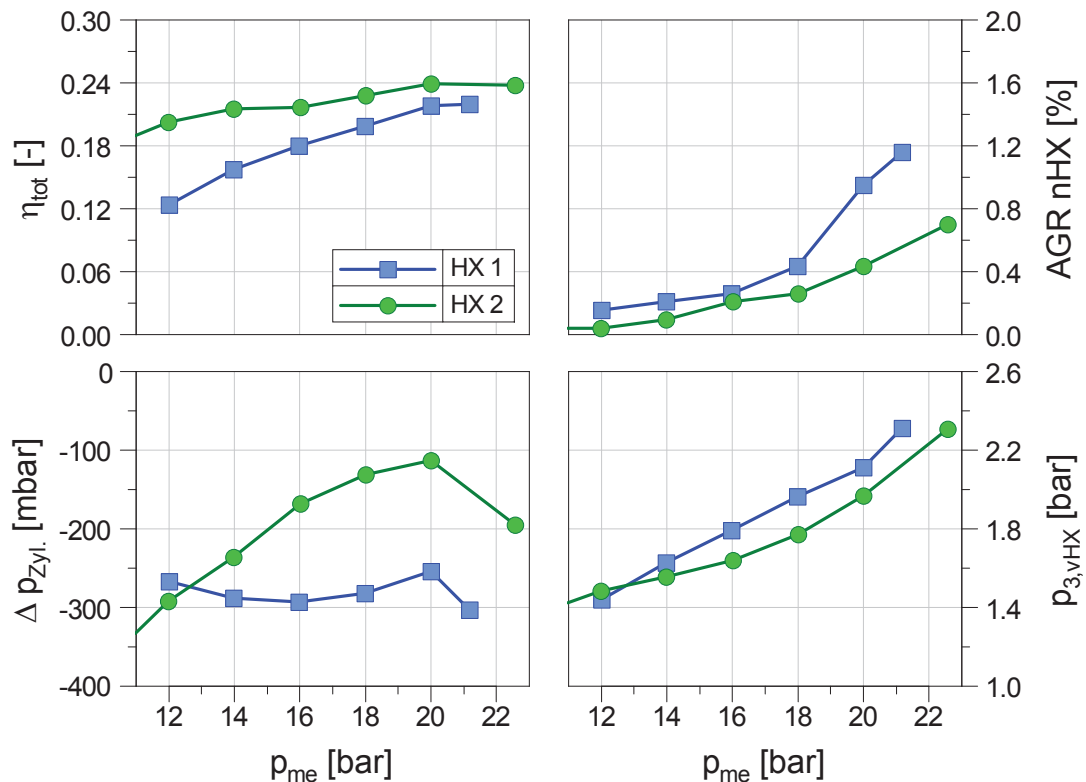


Abbildung 5.14: Vergleich der beiden Hyprex-Prototypen „HX 1“ und „HX 2“ anhand des Lastschnitts bei einer Motordrehzahl von 4500 min^{-1}

Hand mit einer Fühlerlehre und daher nicht exakt eingestellt. Zum anderen ergeben sich aufgrund fertigungsbedingter Toleranzen und der geometrischen Maßhaltigkeit der Bauteile unterschiedliche Heißgasspalte. Es liegt die Vermutung nahe, dass „HX 2“ geringere axiale Spaltmaße hat. Aufgrund des gravierenden Lagerschadens von „HX 1“ konnten die axialen Spaltmaße für diesen Lader im Nachhinein nicht mehr bestimmt werden.

Im Anschluss an die Motormessung ergaben sich für den zweiten Hyprex-Lader gegenüber der Ausgangseinstellung veränderte Spaltmaße. Das Spaltmaß ist über den Umfang des Zellenrads nicht konstant, sondern es schwankt auf der heißen Seite um $\pm 0,10$ mm um den voreingestellten Mittelwert von 0,25 mm. Auf der kalten Seite wurde dieselbe Schwankungsbreite festgestellt. Hinzu kommt, dass der Mittelwert des Spaltmaßes von ursprünglich 0,15 auf 0,35 mm angestiegen ist. Die Schwankung ist auf eine im Vergleich zu den Gehäusen leichte Schiefstellung des Lagers zurückzuführen. Bei der Demontage wurde eine Beschädigung der Oberflächenbeschichtung des Kantenschiebers und eine Verformung der gegenüberliegenden Zellenwände festgestellt (vgl. Abb. A.1). Durch die schwimmende Lagerung des Kantenschiebers ist es möglich, dass dieser mit dem rotierenden Zellenrad in Kontakt kommt und dies zum Abrieb und folglich zur Vergrößerung des kaltseitigen Spalts im Betrieb führt.

Jedoch kann die Spülrate auch gezielt verschlechtert und damit externe AGR erhöht werden. Für Teillastbetriebspunkte oberhalb der Saugvolllast lässt sich dieser Effekt positiv nutzen, indem gekühlte externe AGR dem Motor zugeführt wird, um die Klopfeigung durch Inertgas zu verringern. Tab. 5.1 zeigt, dass sich im Bereich des Motor-Bestpunktes mit einer externen AGR-Rate von 10 % eine Verbrauchsverbesserung von etwa 3 g/kWh erzielen lässt. Unterhalb der Saugvolllast im charakteristischen Betriebspunkt für den

RPM min ⁻¹	x_{scvg} %	$x_{AGR,2}$ %	b_{eff} g/kWh	p_{Saug} mbar	α_{ZZP} °KW	α_{Q50} °KW
6500	82,5	0,5	244,3	1156	-11,6	13,1
4950	18,2	10,4	241,2	1311	-16,7	12,5

Tabelle 5.1: Hyprex-aufgeladener Motor bei 2250 min⁻¹ und $p_{me} = 14$ bar – Einfluss externer AGR über das Zellenrad

Teillastverbrauch bei 2000 min⁻¹ und $p_{me} = 2$ bar lässt sich, obwohl der Druckwellenlader keinen signifikanten Ladedruck erzeugt, die AGR-Rate ebenfalls gezielt einstellen. Abb. 5.15 zeigt, dass dies sowohl über RPM als auch über GPV geschehen kann. ES wirkt hier lediglich auf die Spülrate, welche durch zunehmende Spätstellung verringert wird. Die Spülrate steigt mit abnehmender Rotordrehzahl. Bei einer Drehzahl von $RPM = 4000$ min⁻¹ stellt sich für diesen Betriebspunkt die niedrigste AGR-Rate ein. Bei weiterer Verringerung steigt

zwar die Spülrate weiter an, jedoch steigt die AGR-Rate ebenfalls. Aufgrund der sehr geringen Drehzahl kommt es bereits im Hochdruckprozess zu einem direkten Durchspülen von Abgas. Da jedoch die höhere Spülrate die Kühlung verbessert und die Antriebsleistung geringer ist, wäre hier das Absenken der Rotordrehzahl dem Anheben vorzuziehen. GPV sollte nicht verwendet werden, da der dadurch erhöhte Ladedruck durch das Zuziehen der Drosselklappe kompensiert werden muss, wodurch zusätzliche Verluste entstehen.

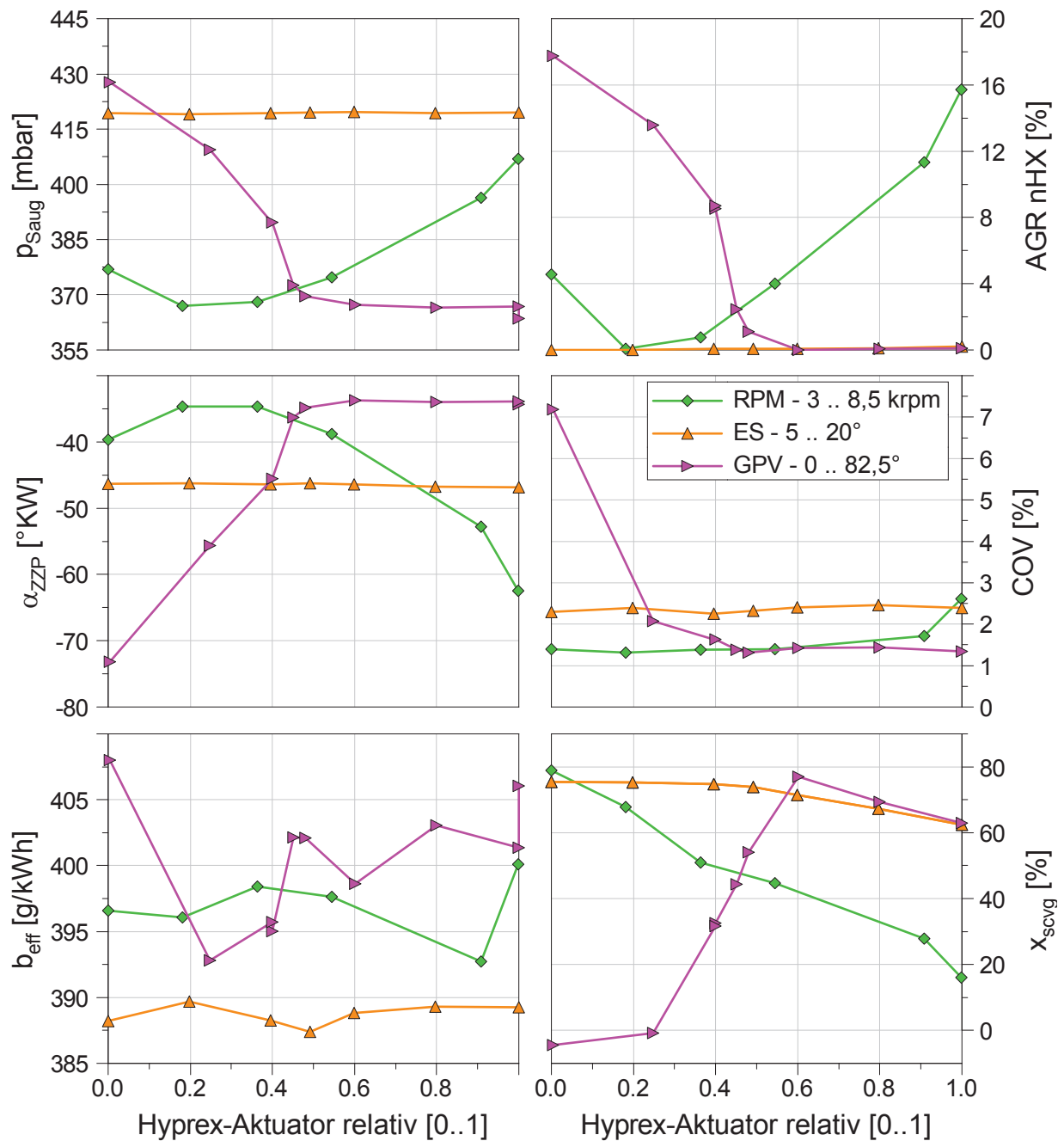


Abbildung 5.15: Hyprex-aufgeladener Motor bei 2000 min^{-1} und $p_{me} = 2 \text{ bar}$ – Variation der Hyprex-Aktuatoren RPM, ES und GPV

Externe AGR bei sehr niedriger Motorlast ist eher für den Dieselmotor relevant, um die Schadstoffemissionen zu senken. Beim dem hier untersuchten Ottomotor kann mithilfe der Nockenwellen-Phasensteller bereits genügend internes Restgas zurückgehalten werden. Internes Restgas hat beim Ottomotor aufgrund seiner höheren Temperatur zusätzlich den Vorteil der thermischen Entdrosselung und der Laufruhe infolge hochreaktiver Restgasbestandteile. Bei höherer Motorlast bzw. starker Entdrosselung, durch z. B. frühes Einlass-Schließen, kann nicht mehr genügend internes Restgas gefangen werden. Dafür und um die Klopfneigung bei höherer Last durch gekühltes externes Abgas zu verringern bietet sich die AGR über den Druckwellenlader wieder an.

Zur Steigerung des Motordrehmoments im Bereich des LET wurde der Hyprex-Druckwellenlader auch im Betrieb mit PB (*Power-Boost*) untersucht. Hierzu wurde unter Beibehaltung der Standard-Ventilsteuerezeiten des Motors das PB-Ventil der in Abschnitt 5.1 beschriebenen Bypass-Strecke von „2“ nach „3“ geöffnet. Das PB-Prinzip kann nur wirken, wenn dabei ein positives Druckgefälle Δp_{PB} in Richtung Abgas vorliegt. Abb. 5.16 zeigt im linken Teil das anliegende PB-Druckgefälle im Motorkennfeld. Als Basis dienen die Messergebnisse vom ersten Lader „HX 1“. Hier wird deutlich, dass im gesamten dargestellten Kennfeldbereich kein positives Druckgefälle für den PB-Betrieb vorliegt. Erst mit dem zweiten Lader „HX 2“ zeigt sich ein sehr geringer, aber positiver Wert von $\Delta p_{PB} = 13 \text{ mbar}$ bei 1500 min^{-1} . Erst jetzt ist es möglich das PB-Ventil zu öffnen und Ladeluft vor Hyprex-Abgaseintritt einzublasen (oranger Marker). Die Menge ist jedoch

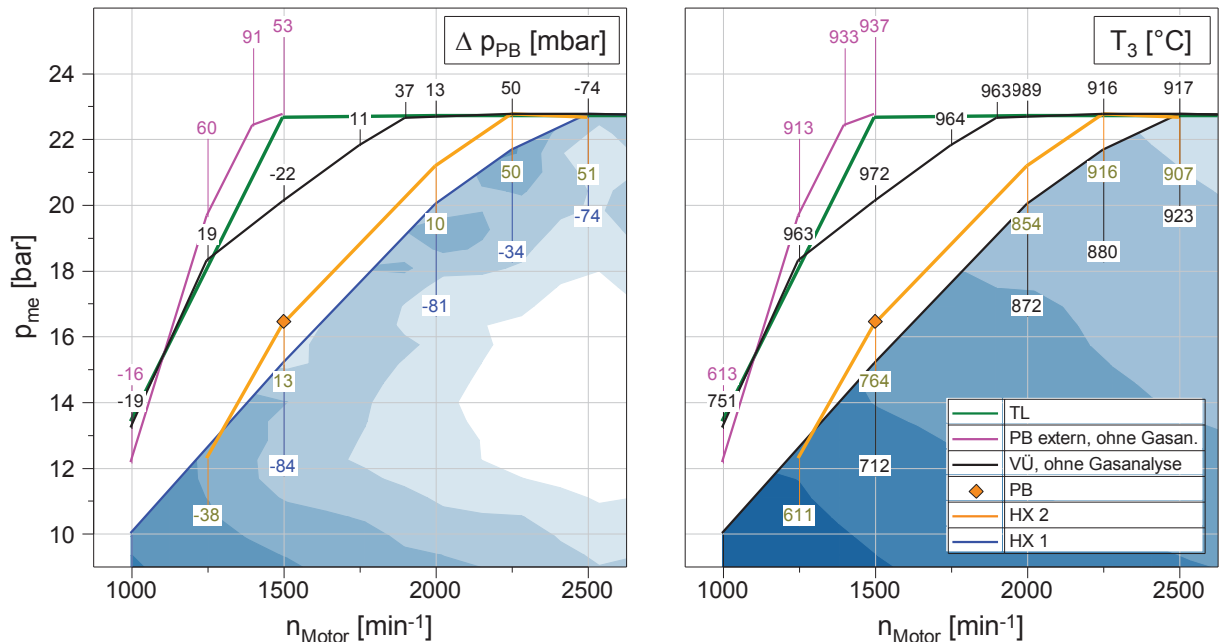


Abbildung 5.16: Einsatz von *Power-Boost* am Hyprex-aufgeladenen Motor zur Verbesserung des LET unter Beibehaltung der Standard-Ventilsteuerezeiten

so gering, dass keine relevante Steigerung im Drehmoment erzielt werden kann. Auch die Abschaltung der Gasanalyse führt nur zu einer geringen Drehmomentsteigerung, die mit $\Delta p_{me} \approx 1$ bar der bereits in Abb. 5.6 gezeigten Größenordnung entspricht.

Variante	p_{me} bar	b_{eff} g/kWh	$\lambda_{V,Abg}$ -	T_3 °C	η_{tot} %	$\dot{m}_{T,red}$ kg/s · K ^{0,5} /bar	$A_{T,eff}$ mm ²
TL	22,7	265,6	1,120	735	37,8	0,591	-
PB extern, ohne Gasan.	22,7	321,4	0,855	937	24,8	0,622	394
VÜ, ohne Gasanalyse	20,1	311,1	1,001	978	22,4	0,782	555
PB	16,5	262,2	0,998	760	26,1	0,507	545
HX 2	16,4	261,7	1,000	764	26,0	0,508	556
HX 1	15,2	256,0	1,019	712	22,5	0,455	459

Tabelle 5.2: Motor-Volllast bei 1500 min⁻¹ – Vergleich von Turbolader und Hyprex-Druckwellenlader mit PB (Power-Boost) und VÜ (Ventilüberschneidung)

Der Gesamtwirkungsgrad des untersuchten Laders ist zu niedrig, als dass ein ausreichendes PB-Druckgefälle bereitgestellt werden kann. Um dennoch das Potential darzustellen, wurde bei geschlossenem PB-Ventil zusätzlich eine externe Drucklufteinblasung vorgenommen. Die Einblasung fand mithilfe der Prüfstandsdruckluftversorgung mit einem Betriebsdruck von etwa 6 bis 8 bar über ein zusätzlich eingebrachtes dünnes Röhrchen mit einem Innendurchmesser von etwa 4 mm statt. Dabei wurde das Röhrchen so ausgerichtet, dass es in sehr geringem Abstand auf die Rückseite des Katalysators und entgegen der Hauptströmungsrichtung zeigt. Der in der eingeblasenen Luft enthaltene Sauerstoff hat dadurch die Möglichkeit, etwas in den Monolithen einzudringen und die exotherme Reaktion mit noch unverbranntem Kraftstoff zu beschleunigen. Das Ergebnis ist deutlich: Bei 1500 min⁻¹ kann p_{me} um 6 bar auf den Wert des Basis-Motors gesteigert werden (magenta Linie). Bei 1250 min⁻¹ liegt der Wert mit etwa 19,5 bar sogar darüber. Begrenzt wird das Drehmoment lediglich durch die maximal zulässige Katalysatortemperatur von 950 °C, welche am Austritt fast erreicht wird (vgl. T_3 im rechten Teil derselben Abbildung). Das externe Einblasen von zusätzlicher kalter Luftmasse ist zusätzliche Enthalpie, die dem Druckwellenlader zugeführt wird. Die genaue Kenntnis dieser Größe ist hier nicht relevant, sondern sie wird dem Gesamtwirkungsgrad, respektive dem effektiven Querschnitt des Laders, zugeschrieben. Dadurch ist es indirekt möglich, beide Größen am Prüfstand zu variieren, ohne die Geometrie des Laders zu ändern.

Tab. 5.2 zeigt die Volllast-Betriebspunkte der in Abb. 5.16 dargestellten Varianten bei 1500 min⁻¹. Mit externer Drucklufteinblasung „PB extern“ nimmt η_{tot} um 2,4 %-Punkte gegenüber der Betriebsart „VÜ“, mit größerer Ventilüberschneidung zur Erhöhung des Sauerstoffanteils im Abgas und damit mehr Exothermie, leicht zu. Den größeren Anteil

an der Drehmomentsteigerung hat jedoch der effektive Querschnitt $A_{T,eff}$ (vgl. Abb. 3.3), welcher um nahezu 30 % abnimmt. Bei internem PB-Betrieb „PB“ nimmt der effektive Querschnitt gegenüber dem Normalbetrieb „HX 2“ ebenfalls ab, wenn auch nur sehr gering. Da nur der Massenstrom durch den Motor für die Berechnung von $A_{T,eff}$ zur Verfügung steht und mehr Gegendruck entsteht, erscheint der Lader kleiner. Weiterhin wird auch im LET der Unterschied im Gesamtwirkungsgrad zwischen den beiden Druckwellenlader-Prototypen deutlich. Dieser ist bei „HX 2“ gegenüber „HX 1“ um 3,5 %-Punkte höher. Nahezu gleiche Motorlast stellt sich bei 1250 min^{-1} dennoch ein, da $A_{T,eff}$ um etwa 20 % größer ist und die Zylinderspülung noch keinen signifikanten Anteil an der Aufladung hat. Beim Vergleich mit Turbolaufladung „TL“ wird der enorme Einfluss des Gesamtwirkungsgrads deutlich. Dadurch kann dieselbe Last wie bei „PB extern“ bei jedoch 200 K weniger Abgastemperatur vor dem Aufladesystem erreicht werden. Zusammen mit der Zylinderspülung wirkt sich dies deutlich auf das Verbrennungsluftverhältnis und damit auf den Verbrauch aus. Der reduzierte Massenstrom beider Varianten ist ähnlich, was auf ein vergleichbares Aufstauverhalten hindeutet. Der effektive Querschnitt kann aufgrund der unterschiedlichen physikalischen Prinzipien nicht miteinander verglichen werden (siehe Abb. 3.3).

Der PB-Effekt beruht, ähnlich der Ventilüberschneidung, auf der im Katalysator erzwungenen Exothermie. Ohne zusätzliche Exothermie würde die Temperatur vor Hyprex sinken und damit auch der Ladedruck. Mithilfe der Ventilüberschneidung kann jedoch bei gleichem Kraftstoffverbrauch eine höhere Abgastemperatur T_3 erzielt werden, was auf eine bessere Durchmischung der Reaktionspartner über der gesamten Katalysatorlänge zurückzuführen ist. Als zusätzliches Bauteil mit separatem Ventil stellt die PB-Funktion außerdem einen großen zusätzlichen Aufwand dar, während bei modernen Ottomotoren ein Ventiltrieb mit ein- und auslassseitigen Phasenstellern bereits vorhanden ist. Bei einem, wie in [23] untersuchten, Motor mit nur einem einlassseitigen Phasensteller kann nicht ausreichend Zylinderspülung bereitgestellt werden. PB stellt in diesem Fall die einzige Möglichkeit dar, gezielt Exothermie über den Katalysator zu erzeugen.

Während im stationären Fall die PB-Funktion an dem hier untersuchten Versuchsmotor nicht nötig ist, so stellt sie im transienten Fall eine Möglichkeit zur schnellen Aufheizung der Abgastemperatur vor Hyprex dar. Im Gegensatz zum Betrieb mit Ventilüberschneidung kann der nach Katalysator eingeblasene Sauerstoff die exotherme Reaktion sofort entfachen und damit die Abgastemperatur erhöhen, ohne den gesamten Monolithen vorher aufzuheizen. Damit die exotherme Reaktion starten kann, bedarf es genügend reaktiven Gemisches und einer ausreichend hohen Starttemperatur.

5.2.2 Transient

Für das Ansprechverhalten im Fahrzeugbetrieb ist das transiente Motorverhalten aus niedriger Last und Drehzahl heraus entscheidend. Zwecks Reproduzierbarkeit wurden am Motorprüfstand daher jeweils mehrere Lastsprünge für den Turbolader-Motor und für den Motor mit Hyprex-Lader (HX 2) bei jeweils konstanter Motordrehzahl beginnend bei $p_{me} = 2$ bar durchgeführt. Im Gegensatz zum stationären Betrieb kann beim Lastsprung keine geschlossene Regelung des Verbrennungsluftverhältnisses erfolgen, da selbst die Messung mittels Lambda-Sonde zu träge ist.

Die kritische Phase stellt das schlagartige Öffnen der Drosselklappe zu Beginn des Lastsprungs dar. Der Saugrohrdruck steigt sehr schnell an, wodurch sich die Luftmasse im Zylinder von einem zum anderen Arbeitsspiel sprunghaft ändert und zum Aussetzen der Verbrennung über mehrere Arbeitsspiele führen würde. Um dies möglichst zu vermeiden, muss eine schnelle Vorsteuerung der Kraftstoffmasse erfolgen, welche auf dem Saugrohrdruck basiert. Zur schnellen Erfassung des Saugrohrdrucks wurde der schnelle Niederdrucksensor der Indizierung vor Zylinder 1 verwendet. Dieser Messwert zusammen mit Saugrohrtemperatur und Motordrehzahl sind Eingangsgrößen in das in Abschnitt 5.1 beschriebene Zylinderfüllungsmodell. Störeinflüsse, wie der ungenaue Messwert des Indizierdrucksensors, die sich schnell ändernden Ventilsteuerzeiten und der vom stationären Betrieb abweichende Gegendruck während des Lastsprungs führen zu einer Abweichung des Verbrennungsluftverhältnisses vom stöchiometrischen Betrieb.

Abb. 5.17 zeigt den Vergleich von Turbolader und Hyprex-Druckwellenlader bei verschiedenen Hyprex-Aktuator-Strategien anhand des Lastsprungs bei 2000 min^{-1} . Das Öffnen der Drosselklappe markiert den Beginn des Lastsprungs bei 5000 ms, worauf alle Verläufe entsprechend angepasst sind. Während der Lastsprung mit Basis-Motor am Turbolader keine weiteren Maßnahmen außer das schlagartige Schließen des Wastegates erfordert, so gilt es im Fall des Hyprex-Druckwellenladers eine geeignete Aktuator-Strategie zu finden. Zu Beginn wurde GPV konstant offen gehalten, wodurch der Lastsprung nur bis zur Saugvolllast erfolgt (schwarze Linie). Bereits hier weist die Lambda-Sonde nach Hyprex-Ladeluftaustritt (vgl. A.4) auf Abgasrezirkulation über das Zellenrad hin. Zu beachten ist hierbei, dass aufgrund der geringen Abgaskonzentration in der Ladeluft Messabweichungen auftreten können. Daher ist zum Vergleich des Startwertes der Messwert der Gasanalyse (gestrichelt) ebenfalls dargestellt. Die Spülrate fällt beim Öffnen der Drosselklappe augenblicklich auf etwa 20 % ab und steigt danach sofort wieder an.

Da sowohl AGR-Rate als auch Spülung auf den Messwerten der Lambda-Sonden basieren, ist davon auszugehen, dass aufgrund deren Trägheit die Spitzen beider Verläufe nicht voll-

ständig abgebildet werden. Daher ist ebenfalls zu erwarten, dass die Spülrate noch stärker abfällt bzw. die tatsächliche AGR-Rate den gemessenen Spitzenwert noch übersteigt. Die erste Abgasrezirkulation ist jedoch nicht so groß, dass sie zum Aussetzen der Verbrennung

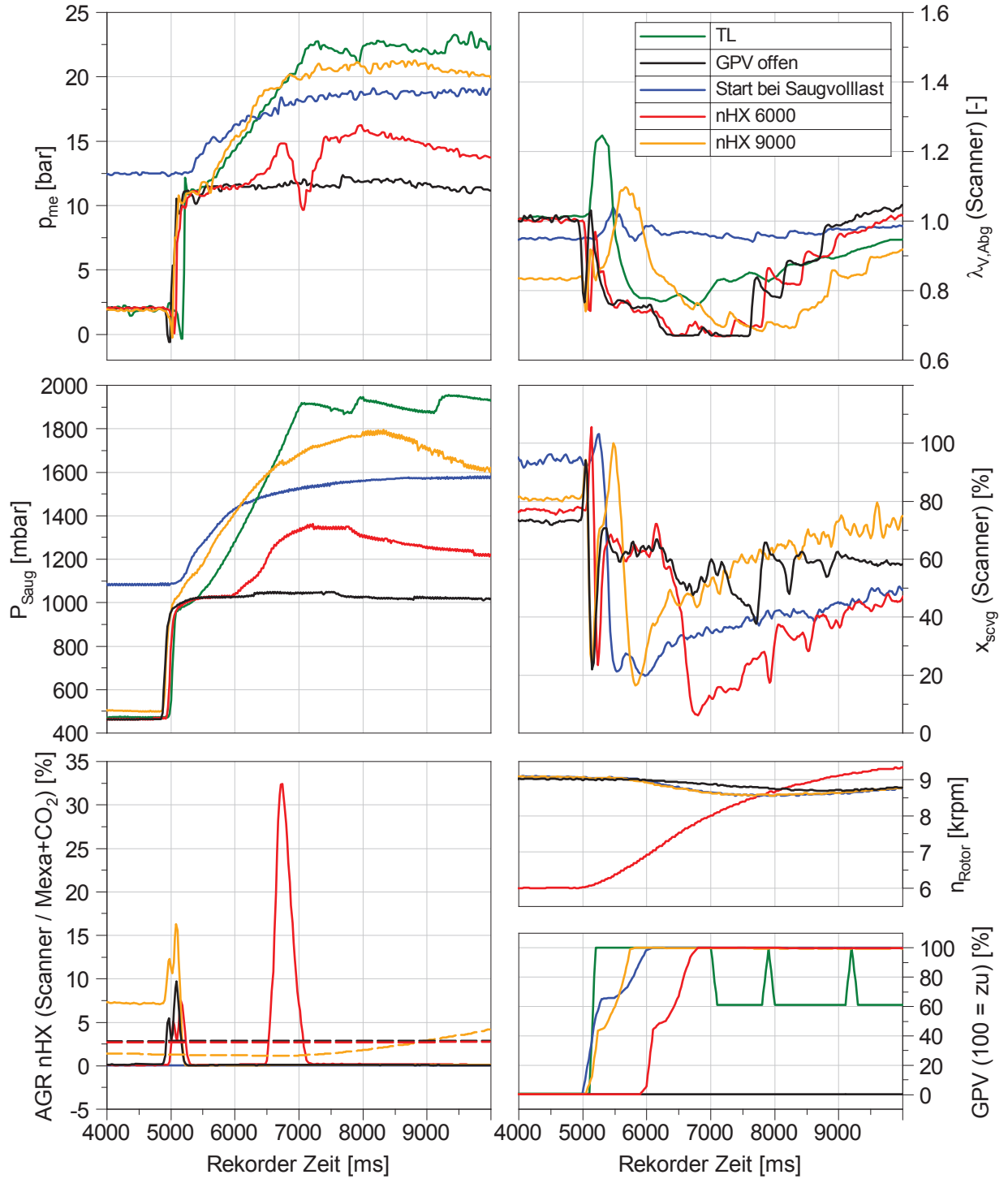


Abbildung 5.17: Lastsprung bei 2000 min⁻¹ – Vergleich von Turbolader und Hyprex-Druckwellenlader bei verschiedenen Hyprex-Aktuator-Strategien

führt. Die nächste Kurve (rote Linie) wurde um das Schließen von GPV zwischen 6000 und 6750 ms erweitert. Zunächst steigt das Drehmoment an. Im Gegensatz zum Ladedruck fällt es dann aber auf einen Wert unterhalb der Saugvolllast ab und steigt danach wieder an. Grund hierfür ist eine zweite noch stärkere Abgasrezirkulation, von über 30 %, die kurzzeitig zu einem extremen Verzug bis zum Aussetzen der Verbrennung führt. Das Schließen von GPV führt zu einem Druckanstieg in EI. Da in AO noch kein ausreichend hoher Ladedruck vorliegt, führt dies zu einer stärkeren Penetration von Abgas in die Zelle. Zusammen mit der schlechteren Spülrate führt dies zu starker Abgasrezirkulation.

In [26] wird dieser Effekt ebenfalls beschrieben, wobei darauf hingewiesen wurde, dass die Schließgeschwindigkeit entscheidend ist und diese einen gewissen Wert nicht unterschreiten darf. Daraufhin wurden unterschiedliche Schließgeschwindigkeiten untersucht und tatsächlich kann durch noch langsames Schließen die AGR-Rate während des Lastsprungs reduziert werden, wodurch allerdings die Ansprechzeit inakzeptabel lang wird.

Durch eine höhere Rotordrehzahl kann, wie bereits gezeigt wurde, die Spülrate angehoben werden. Die Ausgangsdrehzahl des stationären Betriebs von 6000 min^{-1} stellt nicht ausrei-

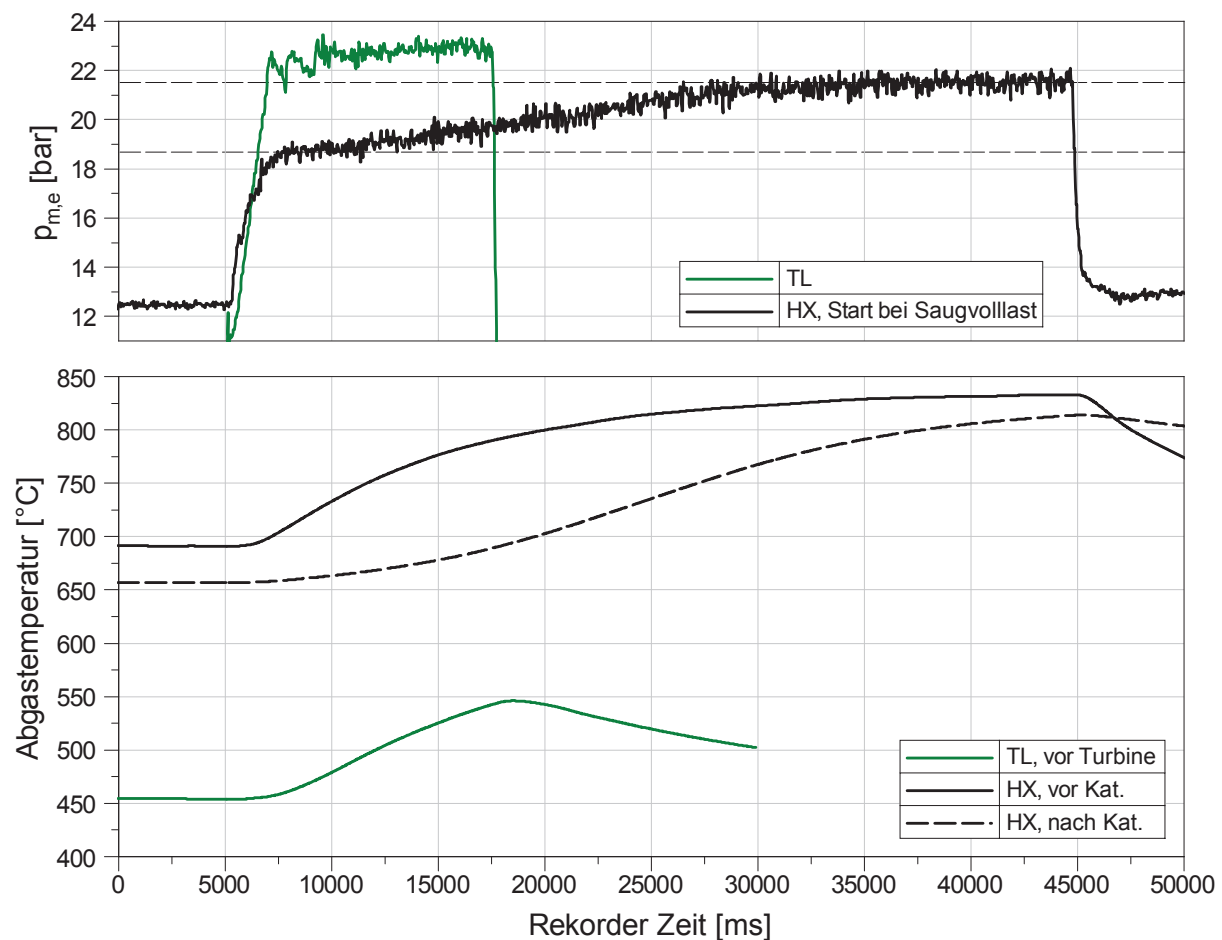


Abbildung 5.18: Lastsprung bei 2000 min^{-1} – Durchheizen des Katalysators

chend Spülreserve für den Lastsprung sicher. Daher wurde die Rotordrehzahl auf 9000 min^{-1} angehoben (orange Linie). Obwohl die Spülrate abfällt, geschieht dies nicht so schlagartig und so weit, als dass eine zweite Abgasrezirkulation auftritt. Dadurch kann das Drehmoment kontinuierlich ansteigen.

Im Vergleich zum Turbolader steigt dadurch der Ladedruck sogar schneller an. Bedingt durch die erste Abgasrezirkulation verringert sich jedoch das Drehmoment etwas, sodass der Vorteil wieder aufgehoben wird. Das Wastegate des Turboladers öffnet bei Übertreffen des Zieldrehmoments, wodurch sich ein Knick im Drehmomentverlauf ergibt. Da das Zieldrehmoment mit Hyprex nicht erreicht wird, bleibt das GPV geschlossen. Dadurch ergibt sich ein eher asymptotischer Verlauf des Mitteldrucks.

Der Katalysator stellt als große Wärmekapazität vor dem Druckwellenlader eine der wichtigsten Einflussgrößen für den Lastsprung dar. Abb. 5.18 zeigt den Verlauf des effektiven Mitteldrucks von Turbolader- und Hyprex-Motor über eine Dauer von 50 s. Während der Turbolader-Motor sein Enddrehmoment direkt nach dem Lastsprung erreicht, steigt der Mitteldruck des Hyprex-Motors von etwa 19 auf 21,5 bar innerhalb von 38 s. Hier steigt die Katalysator-Temperatur um 156 K. Dabei ist zu berücksichtigen, dass durch Verwendung von 3-mm-Thermoelementen die gemessene der tatsächlichen Temperatur nur stark verzögert folgt. In der Simulation kann dies genauer untersucht werden.

5.3 Was muss verbessert werden?

Beim Ansprechverhalten stellt die Spülung des Druckwellenladers das Kernproblem dar. Das schnelle Öffnen der Drosselklappe und das anschließende Schließen des GPV führen zu einem Abfall der Spülrate. Der Einfluss des GPV kann mithilfe der Schließgeschwindigkeit vermindert werden (vgl. auch [26]). Gleichzeitig muss eine ausreichende Spülreserve im Zellenrad vorgehalten werden, um ein Durchschlagen des Abgases zu vermeiden. Das Anheben der Rotordrehzahl verbessert die Spülung sowohl vor als auch während des Lastsprungs, erfordert jedoch dafür eine höhere Rotorantriebsleistung im Startpunkt.

Die Austrittstemperatur des Katalysators bestimmt dabei das Niveau der Spülung und sollte daher möglichst hoch liegen. Das Durchheizen des Katalysators bedarf allerdings einer für den Fall des Fahrzeug-Ansprechverhaltens nicht akzeptablen Zeitspanne. Um die Dauer des Aufheizens zu reduzieren, müsste die Wärmekapazität des Katalysators drastisch reduziert werden (vgl. [22]). Dies würde allerdings die Konvertierung stark negativ beeinflussen. Daher bliebe nur die Möglichkeit die Temperatur des Katalysators vor dem Lastsprung anzuheben, was allerdings stark zu Lasten des Teillastverbrauchs ginge. Andere

Lösungen sind daher erforderlich, welche anhand eines Simulationsmodells des Motor mit Druckwellenlader untersucht werden sollen.

6 Simulationsmodell – Motor

Nicht alle physikalischen Phänomene lassen sich anhand der durchgeführten Messungen nachvollziehen. Ebenso können bestimmte Variationen am Prüfstand nicht untersucht werden, da sie zu aufwendig oder auf Basis der aktuellen Konstruktion nicht umsetzbar sind. Daher wurde ein Motormodell aufgebaut, mithilfe dessen sich die physikalischen Phänomene nachvollziehen lassen und Maßnahmen zur Verbesserung von Verbrauch und Ansprechverhalten abgeschätzt werden können.

6.1 Modellaufbau

Wie das in Kapitel 4 beschriebene Komponenten-Modell wurde auch das Gesamtmodell in *GT-Power* von *Gamma Technologies Inc.* aufgebaut. Die Geometrie der Ladungswechsellösungen des untersuchten Motors ist hinsichtlich Strömungsführung und Wandwärmeübergang eindimensional abgebildet, sodass Saugrohrdruck und Abgasgegendruck vorhergesagt werden können.

Um die korrekte Luftmasse im Zylinder zu berechnen, wurden die Ventile hinsichtlich ihrer Durchflussbeiwerte vermessen und zusammen mit den Steuerzeiten und Ventilhubverläufen vorgegeben. Die eingespritzte Kraftstoffmasse ergibt sich ebenfalls wie am Motorprüfstand in Abhängigkeit des Abgas-Luftverhältnisses. Die Wärmefreisetzung wurde mithilfe eines einfachen Wiebe-Ansatzes modelliert, wobei die Parameter Schwerpunktlage, Brenndauer und Formparameter, falls nicht anders angegeben, für einen Betriebspunkt jeweils konstant gehalten wurden. Der Wärmeartrag des Gases über die Brennraumwände wird mithilfe des Ansatzes nach Woschni abgebildet.

Interne Untersuchungen zur Abbildung des Katalysators [59] haben gezeigt, dass in den wichtigen ersten Sekunden nach Einleitung des Lastsprungs der Einfluss der Exothermie infolge chemischer Reaktionen im Katalysator vernachlässigt werden kann. Außerdem sollen aufgrund von Schadstoffemission und Katalysator-Lebensdauer die Exothermie gezielt nutzende Maßnahmen vermieden werden. Daher wurde der Katalysator nur als Wärmekapazität, ohne Exothermie und ebenfalls ohne Wärmeübergang in die Umgebung

modelliert. Die Spaltmaße, sowohl für die heiße als auch für die kalte Seite, mussten gegenüber dem mit Messungen vom Heißgasprüfstand kalibrierten Komponentenmodell angepasst werden (vgl. Abb. 5.14) um die Motormessung genau abzubilden.

6.2 Stationäre Maßnahmen

Im Gegensatz zum Nennleistungspunkt konnte die Volllast des Basismotors bei niedrigen Motordrehzahlen nicht erreicht werden (vgl. Abb. 5.3). Daher soll der Volllast-Betriebspunkt bei 1500 min^{-1} (LET) hinsichtlich verschiedener Maßnahmen mit dem oben beschriebenen Simulationsmodell untersucht werden, um das Drehmoment des Hyprex-aufgeladenen Motors anzuheben. Tab. 6.1 zeigt den Ausgangsbetriebspunkt aus der Messung im Vergleich zum abgestimmten Motormodell.

Variante	p_{me} bar	b_{eff} g/kWh	\dot{m}_L kg/h	$\lambda_{V,Zyl}$ -	T_{3vHX} °C	$p_{3,t}$ mbar	p_{Saug} mbar	x_{scvg} %	x_{AGR} %	T_{2nHX} °C
Messung	15,2	256	69,8	≈ 1	708	1428	1334	52	3,9	122
Simulation	15,0	260	72,7	0,986	720	1440	1350	54	3,7	116

Tabelle 6.1: Motor-Volllast bei 1500 min^{-1} mit Hyprex-Druckwellenlader (HX1) – Vergleich von Messung und kalibriertem Simulationsmodell

Wenn nicht anders angegeben, wurden die Aktuatoren des Druckwellenladers konstant gehalten: $n_{HX} = 8000 \text{ min}^{-1}$, $\Delta\phi_{ES} = 3,2^\circ$, GPV geschlossen. Das Motormodell wurde so abgestimmt, dass die Abweichung der wichtigsten charakteristischen Motorparameter möglichst unter 2% liegt. Bis auf den Motorluftmassenstrom erfüllen alle anderen Parameter diese Bedingung. Aufgrund des besonderen Versuchsaufbaus (siehe Abb. 5.1) kann der Motorluftmassenstrom messtechnisch nur indirekt ermittelt werden, wobei Messabweichungen zu erwarten sind. Weiterhin sind die Massenströme der drei Gasanalysatoren, welche sowohl den Ladeluft- als auch den Abgasmassenstrom beeinflussen, nur ungenau bekannt. Laut Herstellerangaben beträgt der mittlere Volumenstrom während der Messung je MEXA-Analysator ungefähr 15 l/min. In der Regel ist dies für die Messung von Saugmotoren und auch bei aufgeladenen Motoren nicht relevant, da die Gasentnahme keinen Einfluss auf das Aufladesystem hat, da es stromab der Turbine angeordnet ist. Es sind daher keine anderen Erfahrungswerte über den Einfluss der Gasanalyse insbesondere auf aufgeladene Ottomotoren verfügbar. Eine weitere Fehlerquelle stellt die Abgastemperaturmessung dar. Der Messwert des Thermoelements ist abhängig von der Eindringtiefe und der Wärmeleitung in das Abgasrohr und der Abgaspulsation.

Zunächst wurde das Druckwellenlader-Modell mit der Kalibrierung vom Heißgasprüfstandsmessung verwendet (siehe Kapitel 4). Um die Messwerte vom Motorprüfstand jedoch korrekt abzubilden, mussten die Spaltmaße im Komponenten-Modell angehoben werden. Auf der kalten Seite wurde das Ausgangsspaltmaß von 0,4 auf 0,7 mm und auf der heißen Seite 0,4 auf 0,55 mm vergrößert. Die Ergebnisse des Motormodells sind daher qualitativ zu verstehen und müssen für den genauen absoluten Wert durch das Experiment bestätigt werden.

6.2.1 Motorseitige Stellgrößen

Zunächst sollen die motorseitigen Stellgrößen von Brennverfahren und Ladungswechsel hinsichtlich ihres Potentials betrachtet werden. Hierbei wurde das Abgas-Luftverhältnis zunächst konstant gehalten. Abb. 6.1 zeigt die Variation der Verbrennungsschwerpunktlage „AI50“ (links). Da kein ottomotorisches Klopfen modelliert wird, soll die Variation der

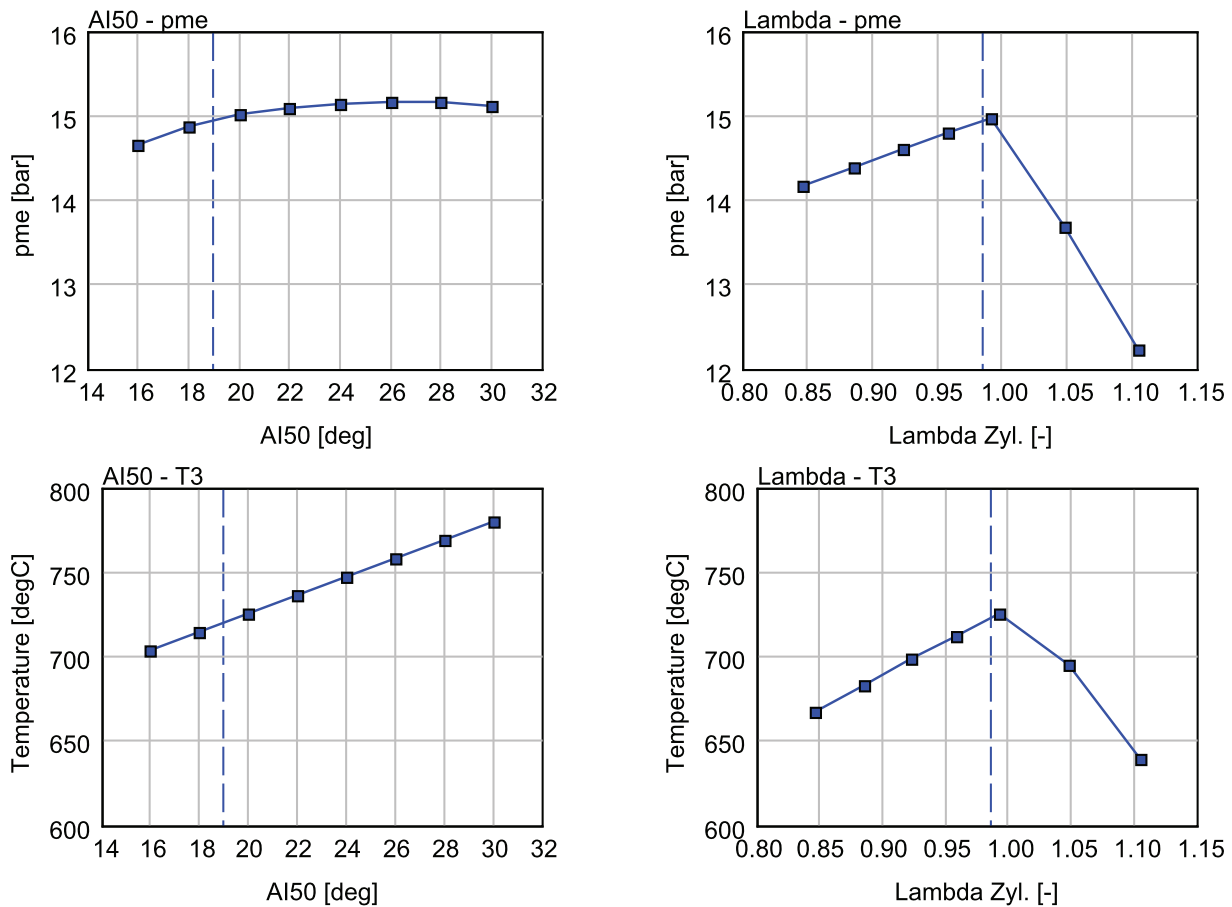


Abbildung 6.1: Motorvolllast bei 1500 min⁻¹ – Variation der Verbrennungsschwerpunktlage (links) und des Verbrennungsluftverhältnisses (rechts)

Schwerpunktlage als Hilfestellung dienen, um den Einfluss einer etwaigen Verschiebung infolge veränderter Klopfwahrscheinlichkeit qualitativ abzuschätzen. Die Ausgangslage ist gegeben durch die Klopfgrenze aus der Motormessung. Durch Verschieben der Schwerpunktlage von 19°KW nach spät lässt sich die Abgastemperatur erhöhen. Bis zu einem Winkel von 28°KW lässt sich dadurch der effektive Mitteldruck „p_{me}“ um 0,2 bar erhöhen, bis der Hochdruckwirkungsgrad zu stark abfällt. Dieselbe Abbildung zeigt rechts die Variation des Verbrennungsluftverhältnisses im Zylinder. Der höchste Mitteldruck lässt sich bei einem Wert von $\lambda_{V,Zyl} = 1$ erzielen, da nur soviel Kraftstoff eingespritzt wird, wie auch umgesetzt werden kann. Zusätzlicher Kraftstoff würde aufgrund seiner Verdampfungsenthalpie lediglich die Abgastemperatur und somit den Ladedruck absenken. Der Einfluss von $\lambda_{V,Zyl}$ auf die Brenngeschwindigkeit ist aufgrund des einfachen Wiebe-Ansatzes nicht abgebildet.

Im Vergleich zur Schwerpunktlage ist der Einfluss der Verbrennungsluftverhältnisses wesentlich stärker. Sowohl Schwerpunktlage als auch Luftverhältnis sind bereits nahe dem Optimum, sodass sich hieraus zunächst kein Potential für die Drehmomentanhebung ergibt. Starke Ventilüberschneidung (VÜ) wird im LET in der Regel eingesetzt, um den Massenstrom über die Turbine anzuheben und um Brennraum-Restgase zusätzlich auszuspülen. Zu große VÜ ohne Exothermie über dem Katalysator führt zu einer Abnahme der Abgastemperatur vor dem Druckwellenlader. Im Gegensatz zum Turbolader nimmt

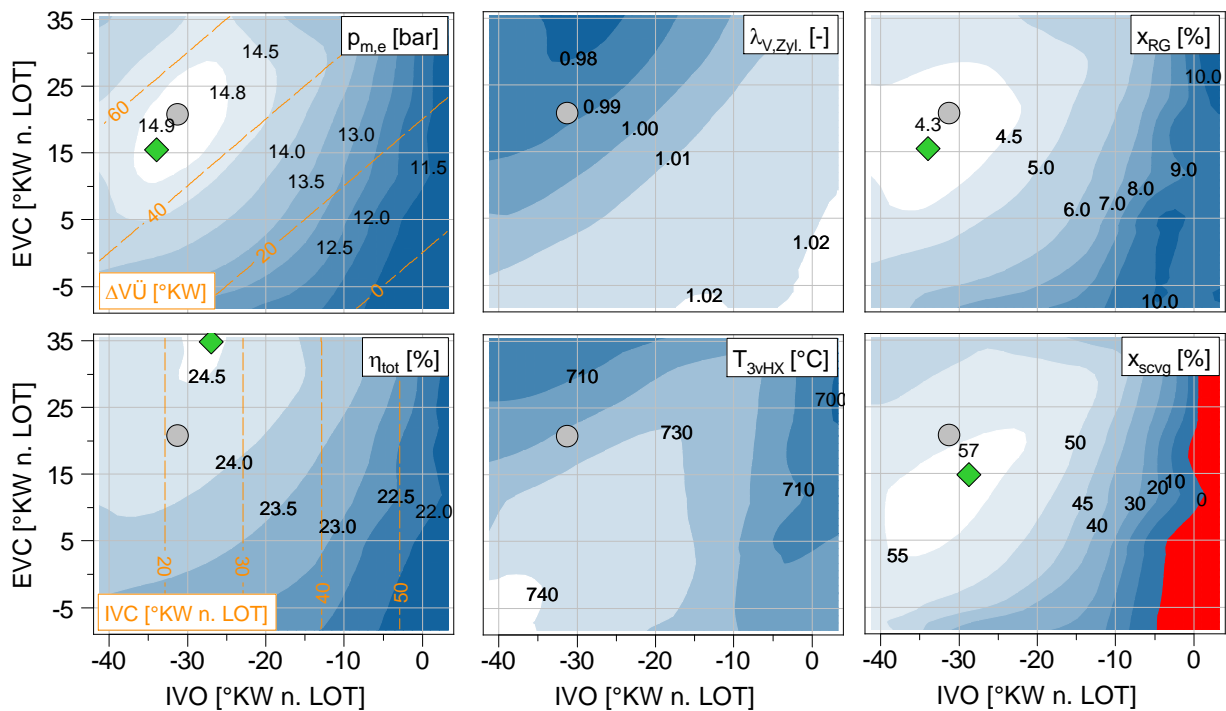


Abbildung 6.2: Motorvolllast bei 1500 min^{-1} – Variation der Ventilsteuerzeiten

beim Druckwellenlader mit fallender Temperatur nicht nur der Ladedruck ab, sondern aufgrund der fallenden Spülrate auch die AGR-Rate zu (siehe Abb. 4.17). Abb. 6.2 zeigt eine Variation der Ein- und Auslasssteuerzeiten Einlass-Öffnet (IVO) und Auslass-Schließt (EVC) über den gesamten physikalischen Bereich der Phasensteller von je 45° KW. Der Basispunkt (grau) liegt bereits nahezu im Maximum des effektiven Mitteldrucks.

Der Drehmomentzugewinn ist zu vernachlässigen. Die VÜ nimmt in den Diagrammen stets von unten rechts nach oben links zu. Zu große VÜ führt zum Anfetten im Zylinder, wodurch die Abgastemperatur und damit der Ladedruck fällt. Der Aufladewirkungsgrad η_{tot} fällt ausgehend vom Basispunkt insbesondere mit weniger VÜ ab, da RPM und ES nicht mehr optimal abgestimmt sind. Zusätzlich steigt mit spätem Einlass-Schließen (IVC) der Ladedruckbedarf an, da zunehmend Zylinderladung in den Einlass zurückgeschoben wird (Atkinson-Betrieb). Die höhere Dichte der Ladeluft führt bei gleichem Ladeluftmassenstrom zu einer größeren Penetrationstiefe des Abgases in das Zellenrad bzw. zu einer höheren relativen Füllung SREL, wodurch die Hyprex-Spülrate sinkt. Die niedrigere Hyprex-Spülrate wiederum verstärkt die Abgasrezirkulation und verringert damit die Frischluftmasse im Zylinder. Gekühlte AGR hat zwar einen positiven Einfluss auf die Senkung der Klopfneigung (vgl. Tab. 5.1), jedoch verringert sich dadurch die Frischluftmasse im Zylinder, was zusammen mit einer etwaigen früheren Schwerpunktlage zu einem geringeren Drehmoment führen würde.

6.2.2 Komponentenseitige Stellgrößen

Die motorseitigen Verstellmaßnahmen führen zu keinem weiteren Anstieg des Drehmoments, da diese im Basispunkt bereits nahezu optimal eingestellt sind. Daher sollen nun die Aktuatoren des Hyprex-Druckwellenladers variiert werden, wobei das GPV hierbei geschlossen bleibt. In Abb. 6.3 ist die Variation von Kantenschieber-Verstellwinkel $\Delta\phi_{ES}$ und Rotordrehzahl n_{HX} dargestellt. Durch eine Steigerung der Rotordrehzahl um 180 min^{-1} und Anpassen des Kantenschiebers lässt sich das Drehmoment geringfügig steigern. Das Optimum liegt zwischen dem Maximum der Spülung und dem Maximum des Aufladewirkungsgrads. Hier wird der beste Kompromiss aus niedriger Restgasrate und hohem Ladedruck erreicht. Ist mageres Abgas-Luftverhältnis erlaubt, dann wäre weiteres Potential durch eine Anhebung des Zylinder-Luftverhältnisses erschließbar. Auffallend ist, dass der Bereich mit ausreichend hoher Spülrate ($> 30\%$), bezogen auf den verfügbaren Stellbereich, sehr klein ist. Bereits eine Absenkung der Rotordrehzahl um 500 min^{-1} bzw. eine Spätstellung von $\Delta\phi_{ES}$ um 3° führt zu einem starken Abfall und damit zur Gefahr des Erstickens des Motors.

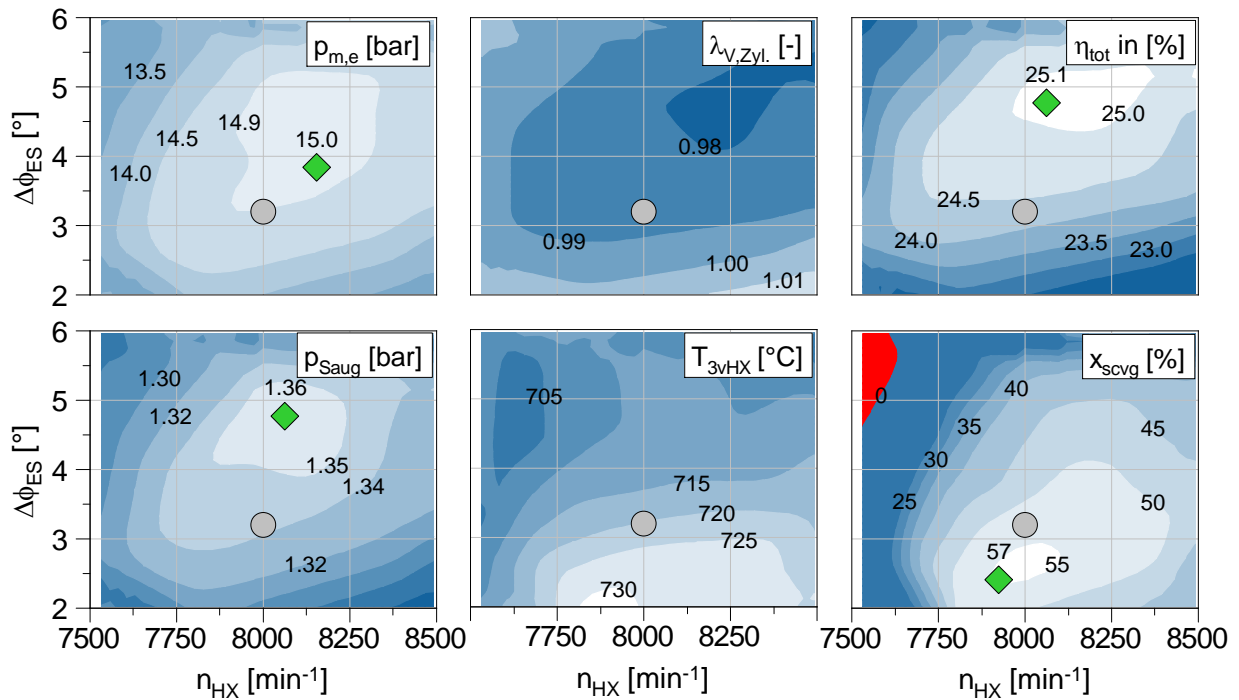
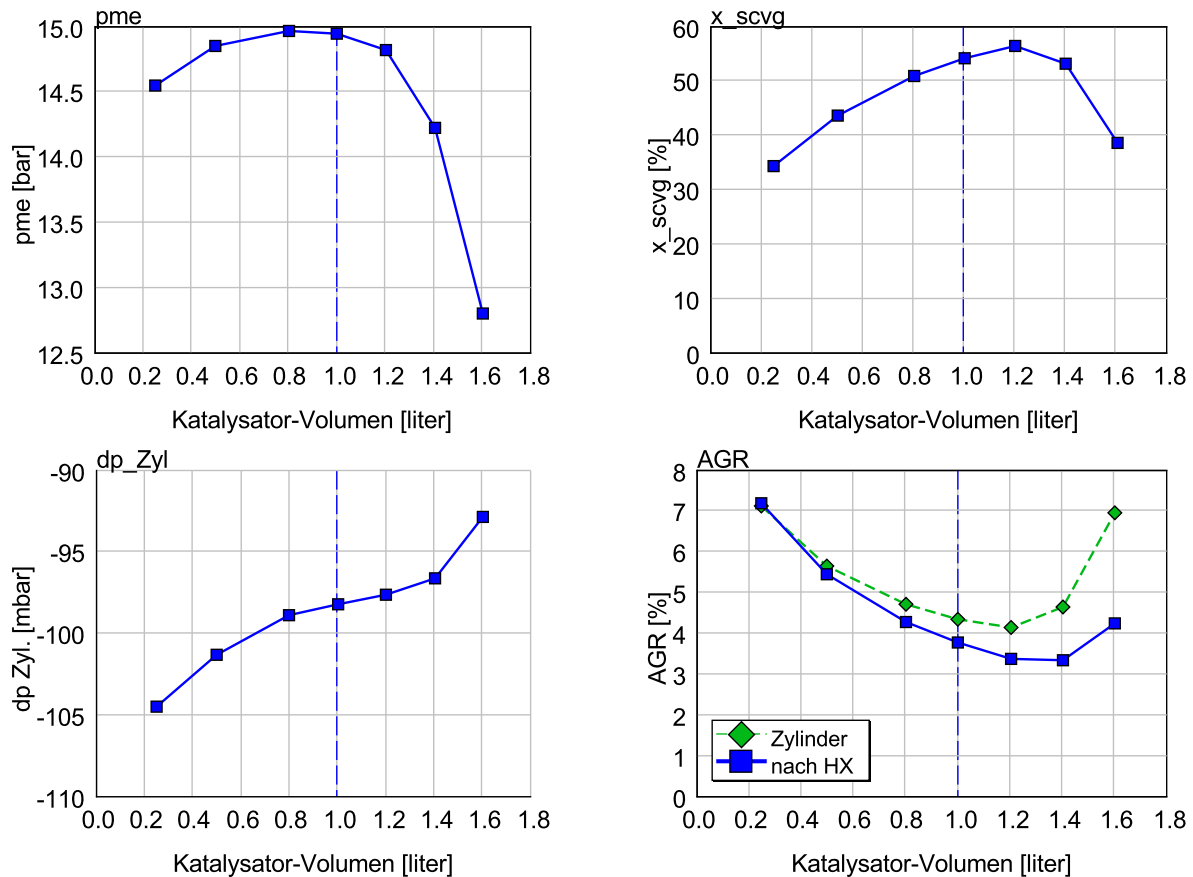


Abbildung 6.3: Motorvolllast bei 1500 min⁻¹ – Variation von Kantenschieber-Verstellwinkel $\Delta\phi_{ES}$ und Rotordrehzahl n_{HX}

6.2.3 Abgaspulsation

Da weder das Anpassen der Motor- noch der Hyprexstellgrößen zu einer signifikanten Erhöhung des Drehmoments im LET führen, soll nun die Geometrie des Aufladesystems verändert werden. Prinzipiell stellt die Abgaspulsation ein Problem für den Druckwellenlader dar. Durch die Massenstrom- und Druckschwankung weicht der zeitlich aufgelöste Betriebszustand stark von dem optimalen Betriebspunkt (wie z. B. am Heißgasprüfstand eingestellt) ab. Das führt zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrads und insbesondere zu einer Zunahme der Abgasrezirkulation über das Zellenrad, da gelegentlich Abgas bereits im Hochdruckprozess direkt auf die Luftseite durchschlägt.

Im LET ist die Abgaspulsation aufgrund der niedrigen Motordrehzahl im Verhältnis zur Rotordrehzahl und des hohen Zylinderdruckniveaus besonders groß. Durch das Vergrößern des Volumens der Abgasleitungen zwischen Motorausstritt und Hyprex-Eintritt lässt sich die Pulsation dämpfen. Hier wurde dafür das Katalysatorvolumen ausgehend von 1,0 l aus variiert. Abb. 6.4 zeigt, dass der effektive Mitteldruck bei einer Verkleinerung des Katalysatorvolumens auf 0,8 l geringfügig ansteigt. Bei weiterer Reduktion jedoch fällt der

Abbildung 6.4: Motorvolllast bei 1500 min⁻¹ – Variation des Katalysator-Volumens

Mitteldruck wieder, da die AGR nach Hyprex und damit auch die Restgasrate im Zylinder infolge schlechterer Spülrate ansteigt.

Die Pulsation führt zu einer zu schlechteren Bedingungen für den Spülprozess, da aufgrund der kurzzeitig höheren Strömungsgeschwindigkeiten im zeitlichen Mittel höhere Druckverluste entstehen, und zum anderen zu einer intensiveren Durchmischung durch die über ein Arbeitsspiel unterschiedlich starke Penetration des Abgases in das Zellenrad. Letzteres zeigt Abb. 6.5 anhand der 50%-Isolinie der Abgaskonzentration für sieben aufeinander folgende Druckwellenladerzyklen von je 180°. Bei einem Viertel des Basisvolumens steigt die maximale relative Penetration von 0,47 auf 0,63. Bei einem um 60 % größeren Volumen hingegen gleichen sich die einzelnen Druckwellenlader-Zyklen einander an. Der stärkere Abfall des effektiven Mitteldrucks hin zu größerem Katalysatorvolumen ist nicht mehr durch den Druckwellenlader, sondern durch den Ladungswechsel bedingt. Infolge des gleichmäßigeren Abgasdrucks geht dieser zunehmend von einer Stoß- zu einer Stauaufladung über, wodurch die kurzzeitigen positiven Druckunterschiede über den Zylindern verschwinden. Abb. 6.6 zeigt diese für die drei bereits näher untersuchten Katalysatorvolumina. Die Druckpulsation im Einlass ist bedingt durch die Dreizylinder-

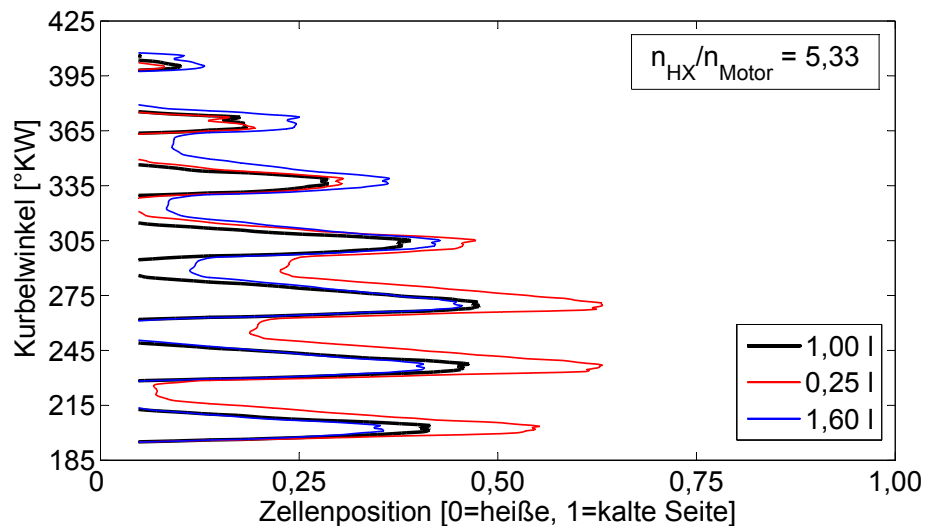


Abbildung 6.5: Motorvolllast bei 1500 min^{-1} – Einfluss des Katalysatorvolumens auf die Abgaspenetration ($x = 50\%$) in das Zellenrad für sieben aufeinander folgende Druckwellenladerzyklen

Anordnung und den Einlasskrümmer. Dieser ist so ausgeführt, dass die Ventilarme pro Zylinder nicht zuerst zusammengefasst werden, sondern direkt in das Sammlervolumen münden, wodurch der Aluminium-Zylinderkopf entsprechend kompakter ausgeführt werden kann. Die Konfiguration ist auch in der Basisvariante mit Turbolader vorhanden, sodass die Randbedingung für beide Aufladesysteme gleich ist. Während im Bereich der Ventilüberschneidung um den Ladungswechsel-OT bei 0,25 l noch ein Druckunterschied von etwa 40 mbar zwischen Einlass und Auslass vorliegt, so ist bei 1,6 l keiner mehr vorhanden.

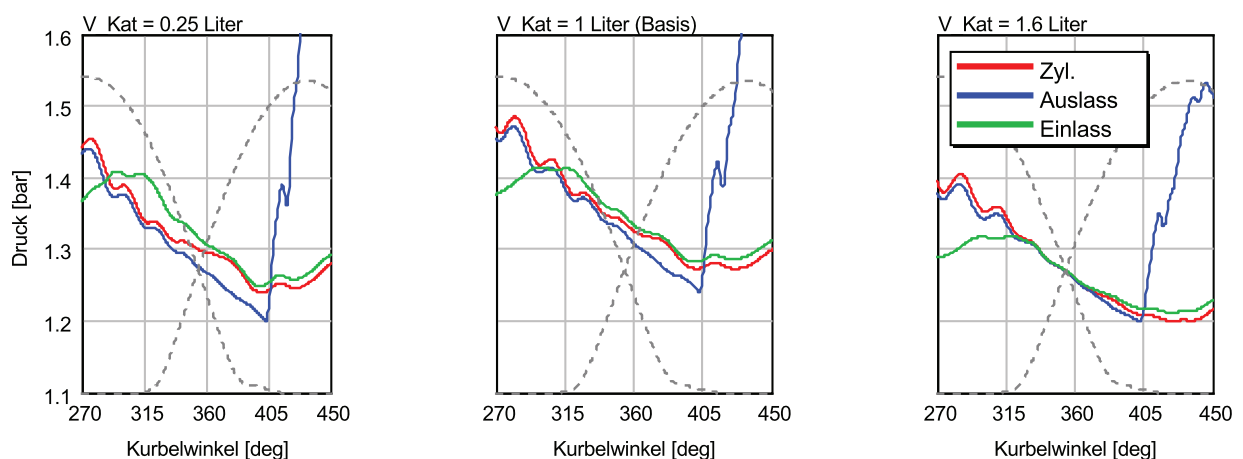


Abbildung 6.6: Motorvolllast bei 1500 min^{-1} – Einfluss des Katalysatorvolumens auf den Zylinderspülprozess (Ventilhubkurven gestrichelt)

6.2.4 Leckage

Die am Prüfstand untersuchte Motorkonfiguration mit Hyprex wurde bereits hinsichtlich der Stellgrößen und der Ladungswechsellösungen nahezu optimal betrieben. Da auf gezielte Exothermie über dem Katalysator verzichtet werden soll, besteht die einzige verbleibende Möglichkeit das Drehmoment anzuheben darin, die Ladergröße zu verringern oder den Aufladewirkungsgrad zu erhöhen. Letzteres soll durch Verringerung der drei in Abb. 4.1 dargestellten Leckageströme untersucht werden.

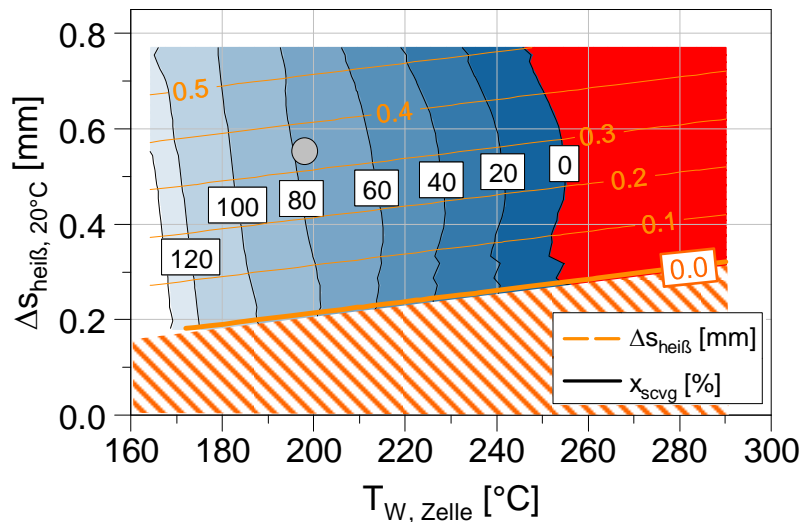


Abbildung 6.7: Abhängigkeit des heißen Axialspalts vom Ausgangsspaltmaß bei 20 °C und der Zellenwandtemperatur – Farbverlauf zeigt Spülrate

Dazu sollen zunächst die Axialspalte auf der heißen und der kalten Seite variiert werden. Während auf der kalten Seite angenommen wird, dass sich das Spaltmaß im Betrieb aufgrund des kaltseitig gelagerten Rotors nicht ändert, so wurde auf der heißen Seite die thermische Ausdehnung infolge unterschiedlicher Zellenradtemperaturen berücksichtigt. Abb. 6.7 zeigt als Ergebnis der Simulation der Axialspaltvariation das heiße Betriebsspaltmaß (orange) über der längsgemittelten Zellenwandtemperatur für unterschiedliche Ausgangsspaltmaße (bei Umgebungstemperatur von 20 °C). Je geringer die Spülrate, desto höher die Zellenwandtemperatur und desto kleiner wird das Spaltmaß. Der schraffierte Bereich ist nicht fahrbar, da das Ausgangsspaltmaß auf der heißen Seite nun durch die thermische Längendehnung des Zellenrads aufgebraucht ist und dies zum Anstreifen führt.

In Abb. 6.8 ist die Variation beider Ausgangs-Axialspalte, welche den geometrischen Spaltmaßen des zusammengebauten Laders bei Umgebungstemperatur entsprechen, dargestellt. Ausgehend vom Basispunkt (grau) mit 16,4 bar im Betrieb ohne Gasanalysatoren lässt

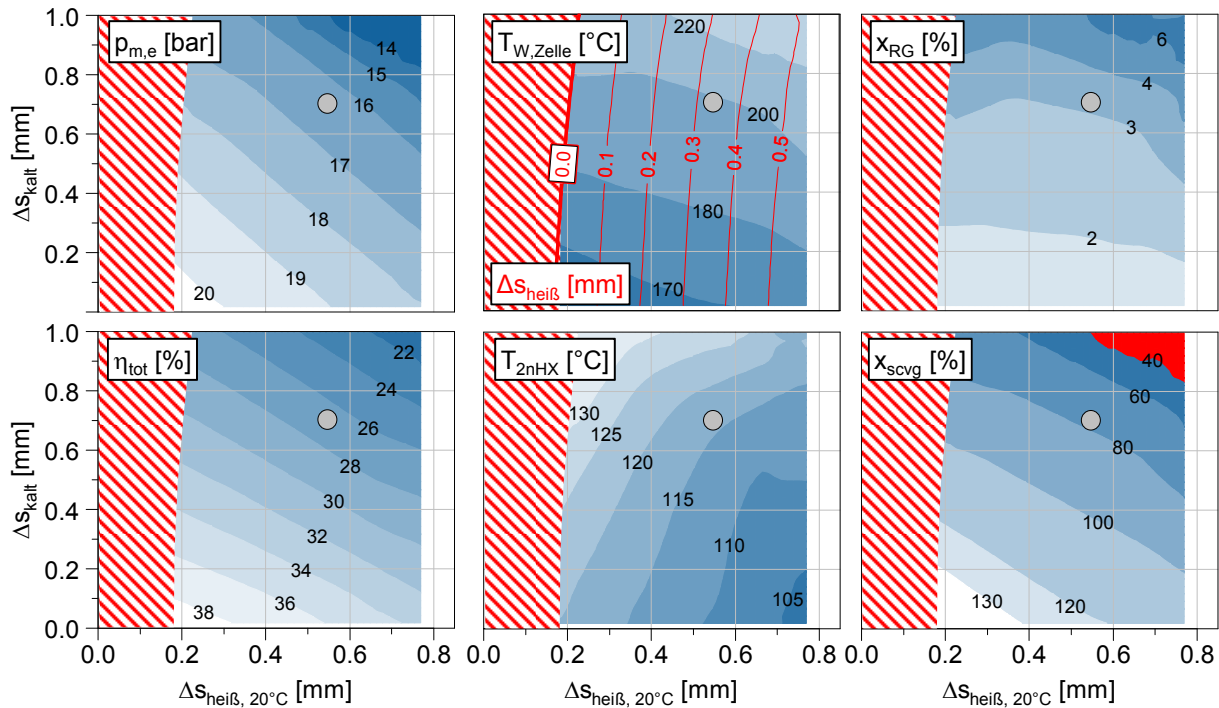


Abbildung 6.8: Motorvolllast bei 1500 min⁻¹ – jeweiliger Einfluss der Axialspalte

sich der effektive Mitteldruck auf bis zu 18,0 bar ohne heißen Axialspalt und auf bis zu etwa 19,1 bar ohne kalten Axialspalt steigern. Der kalte Axialspalt hat demnach den größeren Einfluss. Dies liegt daran, dass nicht nur der Aufladewirkungsgrad, sondern ebenfalls die Spülrate reduziert wird. Denn im Gegensatz zur Heißgasleckage, bei der der Verdichtungsprozess umgangen wird, geht bei der Kaltgasleckage bereits verdichtetes Gas verloren. Prinzipiell lässt sich durch Halbierung beider Ausgangs-Axialspalte ein Mitteldruck von fast 18,6 bar erreichen – und im Idealfall 20,5 bar. Die Ventilsteuerzeiten sollten zur Ausschöpfung des größtmöglichen Potentials an das nun höhere Spüldruckgefälle angepasst werden. Die Verbrennungsschwerpunktlage müsste aufgrund der höheren Last nach spät verschoben werden. Die bessere Restgasausspülung und bei Einhaltung eines stöchiometrischen Abgasluftverhältnisses fetteres Zylinderluftverhältnis verringert das Klopfen und damit das Ausmaß der Spätverschiebung.

Werden die Axialspalte zu groß gewählt, ist der Betrieb in diesem Motorbetriebspunkt nicht mehr möglich, da die Spülrate zu klein wird (roter Bereich) und dadurch der Lader das eingedrungene Abgas nicht mehr ausspülen kann und der Motor letztlich erstickt.

Ein weiterer entscheidender Teil des Abgasmassenstroms geht über die Steuerwalze für den Hochdruckprozess verloren. Daher soll auch das Potential der zusätzlichen Verminderung dieses Leakagestroms betrachtet werden. Dazu wurde ein Leakage-Faktor definiert, welcher auf die Ausgangsspaltmaße und die Leakagefläche der Steuerwalze A_{34} (vgl. Tab. 4.1) jeweils

gleichermaßen angewendet wird. Ein Leakage-Faktor von 0,5 entspricht einer Halbierung sowohl des kalten als auch des heißen Montagespaltmaßes und einer Halbierung der Steuerwalzen-Leckagefläche.

Abb. 6.9 zeigt den effektiven Mitteldruck über dem Leakage-Faktor. Bei Halbierung ließe sich bereits ein Mitteldruck von 21 bar erreichen. Für das Erreichen des Wertes des Turbolader-Motors wäre ein Leakage-Faktor von 0,25 nötig. Aber auch hier kann der Mitteldruck durch die Anpassung der Stellgrößen, sowohl lader- als auch motorseitig, wahrscheinlich noch weiter gesteigert werden. Die Leakageströme stellen bisher die wesentlichen Einflussgrößen in Hinsicht auf die Drehmomentenerhöhung dar. Die Verringerung der Axialspaltmaße bedarf einer sehr genau abgestimmten Lagerung, mit geringem Spiel im Axiallager und möglichst senkrecht zu den beiden Gehäusestirnflächen verlaufender Achse. Weiterhin muss die ungleichmäßige thermische Ausdehnung bei Materialanhäufungen, wie z. B. am Steg zwischen EI und GPV im Heißgasgehäuse oder bei den dünnen Wänden des Zellenrads, berücksichtigt und nicht zuletzt auch die unterschiedlichen Werkstoffe aufeinander abgestimmt werden. Auf der kalten Seite ließe sich Leakage durch Verzicht auf den Kantenschieber verringern, bei dem ebenfalls ein gewisses Spaltmaß vorgehalten werden muss, um Verklemmen im Betrieb zu vermeiden.

Die Steuerwalze unterliegt im Motorbetrieb enormen Temperaturschwankungen. Daraus resultiert thermischer Verzug, welcher zusammen mit den großen Kontaktflächen infolge ungenügender Rundheit und Konzentrität zu verstärktem Klemmen führt. Daher muss hier ein relativ großer umlaufender Mantelspalt vorgehalten werden. Eventuell kann der Wechsel auf ein anderes Konstruktionsprinzip hier Abhilfe schaffen.

Für den Fall des Lastsprungs aus der geringen Teillast heraus besteht jedoch weiterhin das Problem des Katalysators als hemmende Wärmekapazität. Beim Startbetriebspunkt $1500 \text{ min}^{-1}/2 \text{ bar}$ stellt sich eine Abgas- und damit auch Katalysatortemperatur von etwa 400°C ein. Abb. 6.9 zeigt für den Fall eines bereits auf 0,25 verringerten Leakage-Faktors einen effektiven Mitteldruck von nur 15,9 bar.

Dies ist der Wert, der sich kurz nach Beginn des Lastsprungs einstellen würde. Ein weiterer Drehmomentenaufbau bedarf des Durchheizens des Katalysators, was analog zu Abb. 5.17 eine inakzeptable Verzögerung für den Fahrzeugbetrieb mit sich führt. Demnach kann die Verringerung der Leakage zwar helfen, den stationären Betrieb zu verbessern, für das Ansprechverhalten stellt dies jedoch noch keine zufriedenstellende Lösung dar.

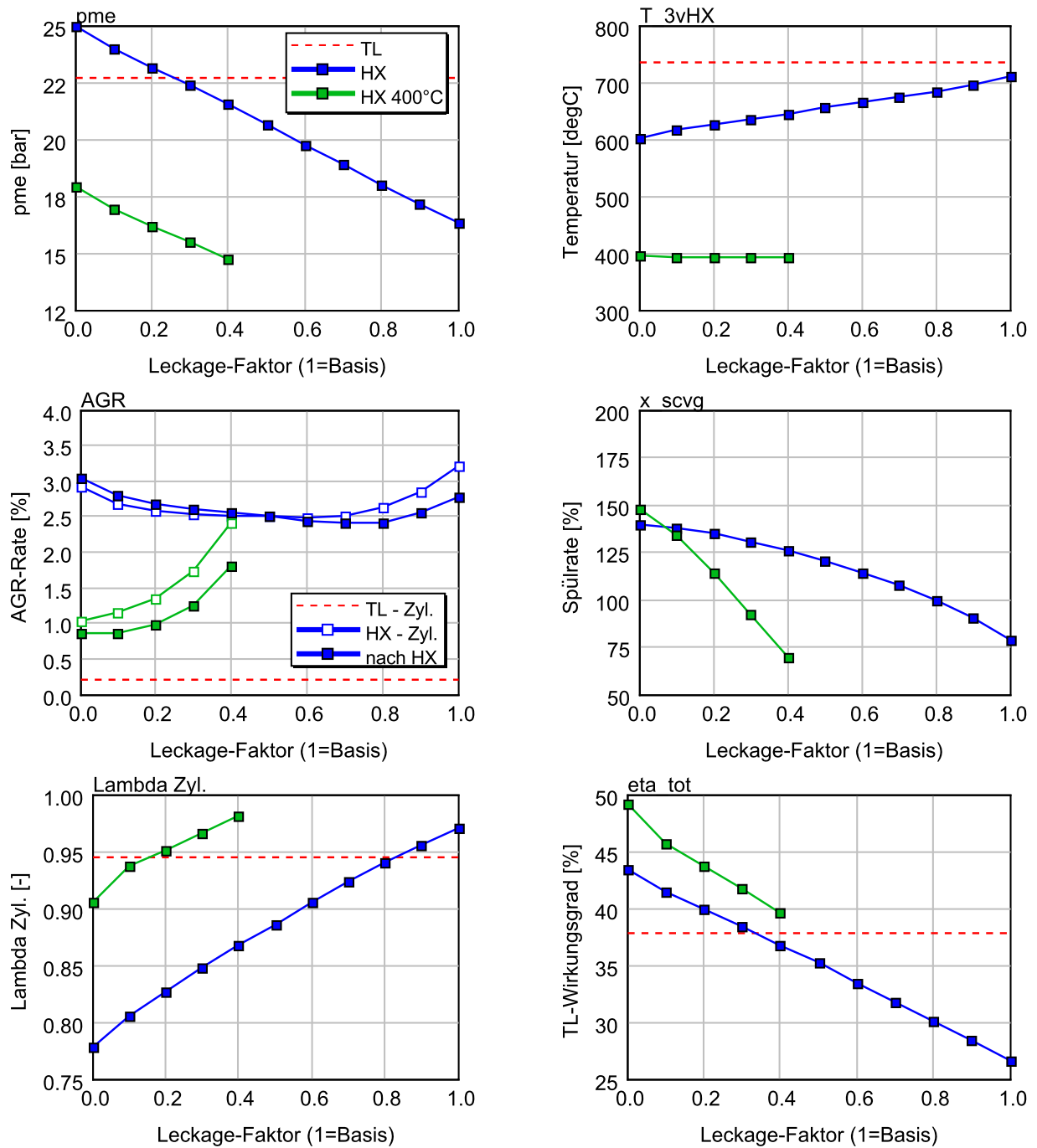


Abbildung 6.9: Motorvolllast bei 1500 min^{-1} – Potential zur Drehmomentensteigerung bei Verringerung von Leakage (beide Axialspalte und Steuerwalze)

6.2.5 Flutenabschaltung

Die niedrige Abgastemperatur führt infolge des geringeren Abgasvolumenstroms auch zu weniger starkem Aufstauen. Der Druck, der sich vor dem Zellenrad in Kanal EI aufbaut, ist daher geringer und somit auch der erzielbare Ladedruck. Um den treibenden Druck in Kanal EI zu steigern, kann neben dem Volumenstrom aber auch der effektive Querschnitt des Laders verändert werden. Letzteres macht sich die Flutenabschaltung (engl. Scroll Deactivation SD) zu Nutze, bei der der Druckwellenlader nur auf einer aktiven Flut, also nur der Hälfte statt über den vollen Umfang, betrieben wird.

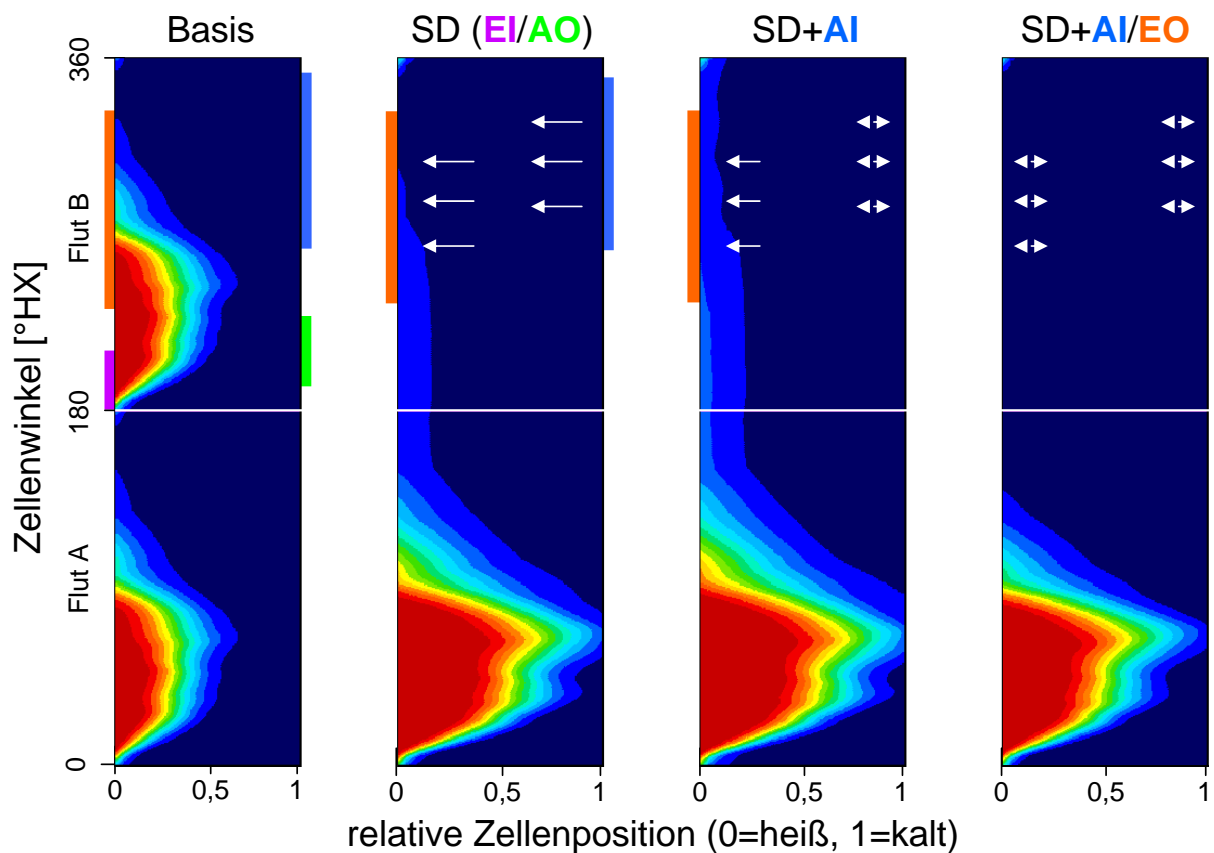


Abbildung 6.10: Prinzip der Flutenabschaltung – Abgaskonzentration in der Zelle bei sukzessiver Kanalabschaltung einer Flut (rot = Abgas, blau = Luft)

Im Rahmen von vorhergehenden Prüfstandsmessungen der Benteler AG konnte der ladedrucksteigernde Effekt der Flutenabschaltung an einem anderen Ladertyp bereits nachgewiesen werden.

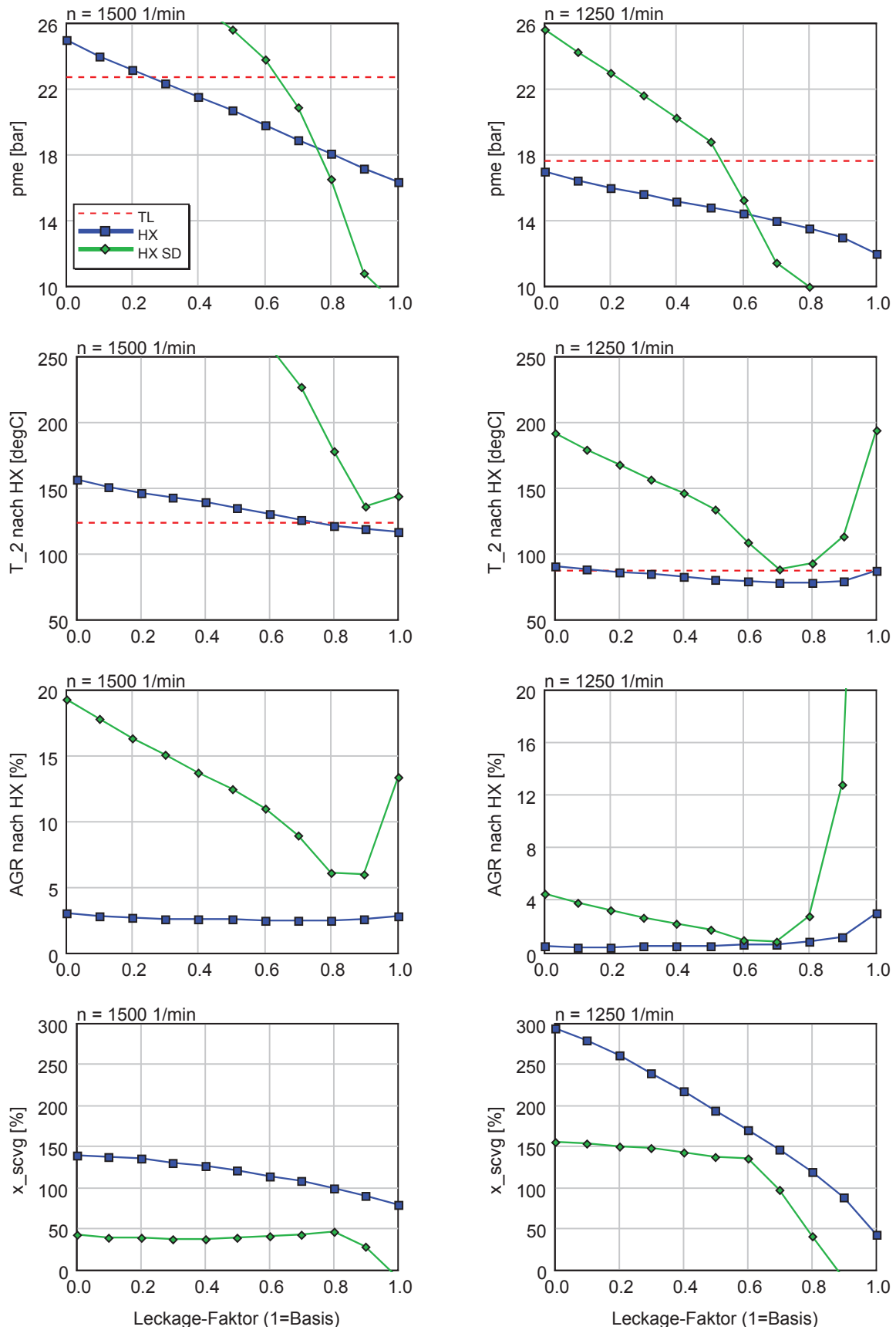
Mithilfe des Komponentenmodells konnte hier außerdem nachgewiesen werden, dass es nicht nötig ist, alle Kanäle der abgeschalteten Flut B zu schließen. Vielmehr ist es

ausreichend, nur die Hochdruckkanäle EI und AO abzuschalten. Der Ladedruckunterschied zur idealen Variante, bei der alle Kanäle abgeschaltet werden, ist gering im Vergleich zu dem zusätzlichen konstruktiven Aufwand.

Das Prinzip der Flutenabschaltung wurde daher auch als eine Lösungsmöglichkeit für den hier untersuchten Hyprex-Motor betrachtet. Abb. 6.11 zeigt den Einsatz der Flutenabschaltung für die Motorvolllast bei 1500 (links) und 1250 min^{-1} (rechts) für veränderliche Leckage. Bei einem Leckage-Faktor vom Wert 1 entsprechen die beiden Axialspalte und die Steuerwalzen-Leckagefläche der Basiskonfiguration des Volladers ohne Flutenabschaltung. Bei beiden Volllastbetriebspunkten wird deutlich, dass bei Beibehaltung der Ausgangsleckagespalte die Flutenabschaltung sogar einen geringeren Mitteldruck als der Vollader erzielt. Dies ist bedingt durch die höhere Abgasrezirkulation über das Zellenrad infolge schlechterer Spülung mit Flutenabschaltung. Durch die Halbierung des effektiven Laderquerschnitts verhält sich dieser so wie der Vollader, wenn dieser mit doppelt so hohem Massenstrom betrieben würde. Durch die höhere relative Füllung sinkt die Spülrate (vgl. Abb. 3.14). Ist die Spülrate ausreichend groß, so steigt der Mitteldruck mit Flutenabschaltung jedoch über das Niveau des Volladers. Bei 1250 min^{-1} geschieht dies bei einem Leckage-Faktor kleiner 0,6 und bei 1500 min^{-1} bereits unterhalb eines Wertes von 0,75.

Um das Mitteldruck-Niveau des Turbolader-Motors bei 1500 min^{-1} zu erreichen, ist bereits ein Leckage-Faktor 0,65 ausreichend. Damit dürften die Leckagespalte im Vergleich zum Vollader, bei dem ein Leckage-Faktor von 0,25 nötig war, um den Faktor 2,6 größer ausfallen. Ein großes Problem stellt allerdings dennoch die geringe Spülrate dar. Der Mitteldruck kann zwar bei ausreichend kleinen Leckagespalten enorm gesteigert werden, allerdings bei zunehmender AGR. Diese beträgt bei einem Leckage-Faktor von 0,65 bereits 10 % und führt damit zu einer unzulässig hohen Ladelufttemperatur T_2 nach Hyprex von etwa 240 °C. Bei weiterer Verringerung des Leckage-Faktors steigt die AGR-Rate bei nahezu unbeeinflusster Spülrate noch weiter an. Da der Motor nun bei höherer Last betrieben wird, nimmt die Druckpulsation zu, was den Effekt des kurzzeitigen Durchschlagens von Abgas auf die Frischluftseite verstärkt (vgl. Abb. 6.5). Bei einer noch zulässigen Ladelufttemperatur von 200 °C (vgl. Abschnitt 3.3) ergäbe sich mit Flutenabschaltung kein Mitteldruck-Vorteil mehr gegenüber dem Vollader.

Anders ist der Fall bei 1250 min^{-1} . Hier ist das Spülratenniveau aufgrund der geringeren relativen Füllung wesentlich größer und damit AGR und Ladelufttemperatur sehr viel niedriger. Es wäre denkbar, die Rotordrehzahl entsprechend zu erhöhen, um die Spülrate anzuheben. Um den Einsatz unter transienten Bedingungen sicherzustellen, ist es jedoch von Vorteil, wenn die Drehzahl nicht schlagartig erhöht werden muss, da dies eine sehr große Rotorantriebsleistung erfordert.

Abbildung 6.11: Flutenabschaltung (SD) bei 1500 und 1250 min^{-1} /Vollast

Zum Erreichen des Mitteldruck-Niveaus des Turbolader-Motors ist nur ein Leakage-Faktor von 0,52 erforderlich, während der Volllader das Niveau des Turbolader-Motors selbst ohne Leakage nicht erreicht. Der Lader ist damit etwas zu groß für diesen Motor. Mit einer Ladelufttemperatur von 130 °C bietet dieser Betriebspunkt außerdem noch erhebliches Potential zu weiterer Drehmomentensteigerung. Bei einem Leakage-Faktor von 0,25 könnte die LET-Drehzahl bereits von 1500 auf 1250 min⁻¹ abgesenkt werden. Die höhere Motordrehzahl 1500 min⁻¹ kommt dem Aufladesystem durch mehr Abgasenthalpie zugute, wodurch ebenfalls mehr Ladedruck erzeugt werden kann. Um das Volllastdrehmoment nun beizubehalten, ohne dass die Ladelufttemperatur den kritischen Wert überschreitet, wäre es denkbar, das GPV zu öffnen und somit überschüssiges Abgas zur Spülung und damit zur Reduzierung der AGR-Rate zu verwenden. Dies würde allerdings eine von der Flutenabschaltung unabhängige GPV-Steuerung erfordern. Ab 1500 min⁻¹ könnte dann wieder auf den wirkungsgradhöheren Volllader-Betrieb umgeschaltet werden.

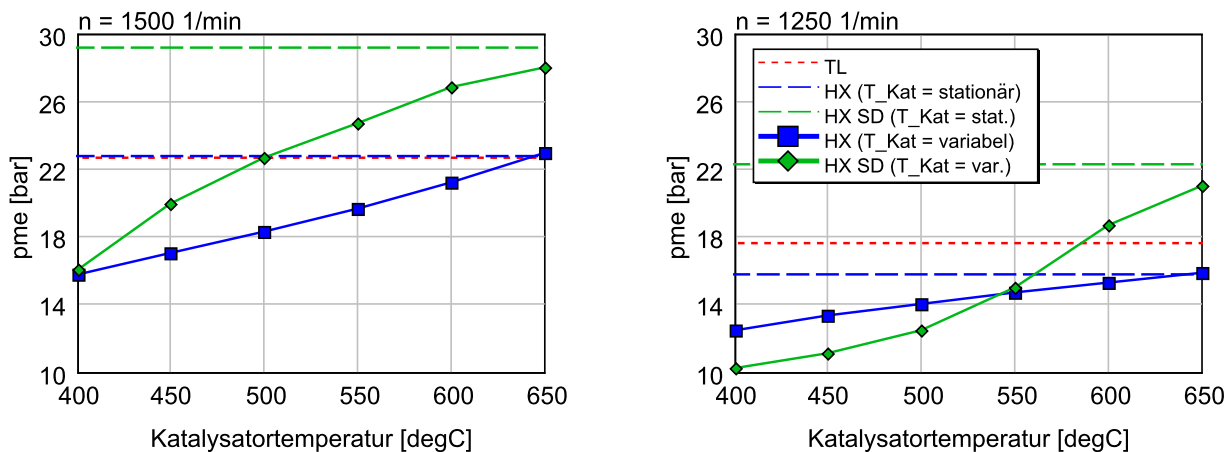


Abbildung 6.12: Flutenabschaltung (SD) bei 1500 und 1250 min⁻¹/Volllast – Variation der Katalysatortemperatur bei Leakage-Faktor 0,25

Für den Fall des Lastsprungs aus der niedrigen Teillast heraus ist die Katalysatortemperatur vor Einleitung des Lastsprungs maßgebend. Dem Druckwellenlader steht während der ersten Sekunden des Lastsprungs nur eine sehr viel niedrigere Abgastemperatur zur Verfügung als im stationären Fall.

Abb. 6.12 zeigt für den Fall verringerter Leakagespalte die erzielbare stationäre Volllast des Hyprex-Motors mit und ohne Flutenabschaltung für verschiedene konstante Katalysatortemperaturen im Vergleich zu den jeweiligen Volllasten die sich einstellen, wenn die Katalysatortemperatur nicht vorgegeben wird, sondern dem stationären Wert entspricht. Bei 1250 min⁻¹ würde der Volllader bei 400 °C nur einen effektiven Mitteldruck von 12,5 bar erreichen. Erst ab einer Katalysatortemperatur von 550 °C erzielt der Einsatz der

Flutenabschaltung einen höheren Wert. Bei 1500 min^{-1} liegt diese Temperatur bei 400°C und damit deutlich niedriger. Bei 500°C würde bereits der Mitteldruck des Turbolader-Motors erreicht.

6.3 Transiente Maßnahmen

Für den stationären Betrieb konnte mithilfe der Spaltmaße und der Flutenabschaltung das Drehmoment im Bereich des LET gegenüber dem Turbolader-Motor verbessert werden. Für das Ansprechverhalten muss die durch die Katalysatorstarttemperatur niedrige Abgastemperatur während der ersten Sekunden des Lastsprungs berücksichtigt werden. Prinzipiell lassen sich die Lösungen, wie in Abb. 6.13 dargestellt, in drei Kategorien aufteilen.

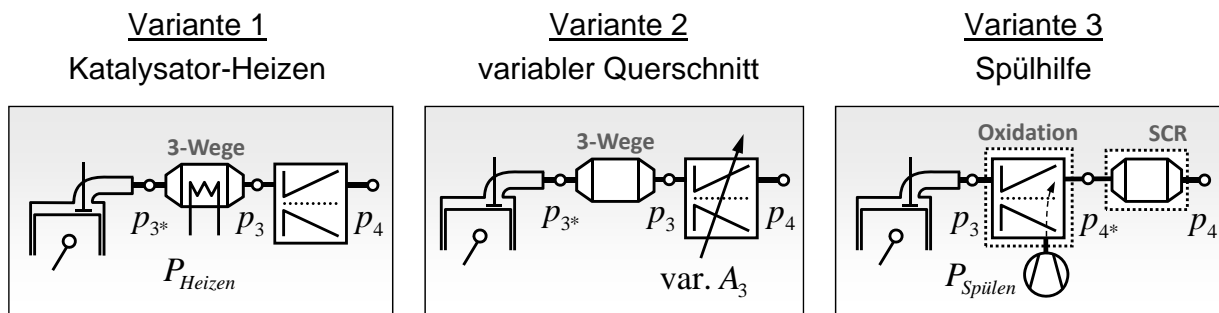


Abbildung 6.13: Maßnahmen zur Verbesserung des Ansprechverhaltens des Motors mit Hyprex-Druckwellenlader

6.3.1 Katalysator-Heizen

Variante 1 umfasst Maßnahmen, die die Katalysatortemperatur künstlich anheben. Und zwar auf solch ein Niveau, dass der Lastsprung schneller als der des Turbolader-Motors abläuft. Als Maßnahmen dienen die Verschlechterung des Zylinder-Hochdruckprozesses, elektrisches Heizen mithilfe der Bordnetz-Batterie und etwaiger Rekuperation über den elektrischen Antrieb des Hyprex-Druckwellenladers oder das gezielte Nachverbrenen von Kraftstoff im Katalysator. All diese Maßnahmen haben gemeinsam, dass sie bereits vor Einleitung des Lastsprungs angewendet werden müssen. Da allerdings der Zeitpunkt des Lastsprungs durch den Fahrer unerwartet erfolgt, muss diese Maßnahme permanent angewendet werden. Demzufolge wird der Teillastverbrauch dieser Variante stark verschlechtert.

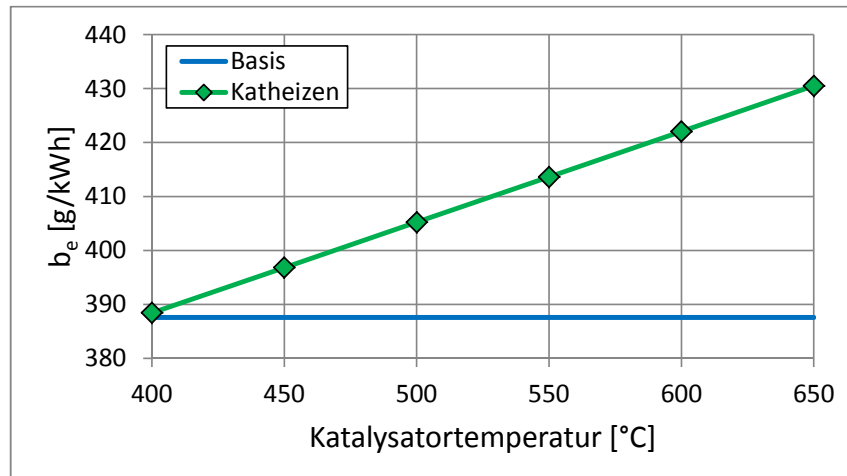


Abbildung 6.14: $1500 \text{ min}^{-1}/2 \text{ bar}$ – Kraftstoffverbrauch bei Normalbetrieb und bei Betrieb mit Katalysator-Heizen

Abb. 6.14 zeigt den analytisch berechneten Kraftstoffverbrauch beim Betrieb mit Katalysator-Heizen auf Basis des Standardbetriebs mit Hyprex-Druckwellenlader, wobei der Idealfall angenommen wird, dass der zusätzlich eingespritzte Kraftstoff vollständig in Wärme für den Katalysator umgesetzt wird. Für den Betrieb mit verringerten Spaltmaßen müsste die Katalysatortemperatur von im Basisbetrieb 400 auf 650°C angehoben werden, um ein akzeptables Ansprechverhalten zu erreichen (vgl. Abb. 6.9), was bei $1500 \text{ min}^{-1}/2 \text{ bar}$ einem Kraftstoffmehrverbrauch von 42 g/kWh bzw. 11% entspricht. Aufgrund des großen Verbrauchsnachteils stellt Variante 1 keine sinnvolle Lösung dar. Diese Variante zur Verbesserung des Ansprechverhaltens soll daher nicht weiter betrachtet werden.

6.3.2 Variabler Querschnitt

Variante 2 umfasst alle Maßnahmen, die den effektiven Querschnitt des Laders im Betrieb verändern. Dazu gehört die bereits erwähnte Flutenabschaltung, aber auch eine Layer-Abschaltung wäre hier denkbar. Mit dem bisherigen Hyprex-System ist es nicht möglich, diese Flutenabschaltung im Betrieb zu realisieren. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein System entwickelt, mit dem sich die Flutenabschaltung ohne zusätzliche aktive Aktuatoren steuern lässt. Dazu wurde die bereits vorhandene Steuerwalze und die Kanalführungen im Heißgasgehäuse so angepasst, dass sich neben der Funktion der variablen Gastasche zusätzlich der Kanal EI einer Flut schließen lässt. Abb. 6.15 zeigt das Funktionsprinzip der integrierten Flutenabschaltung (engl. GPV integrated Scroll Deactivation GiSD, siehe auch [60]) in den drei verschiedenen Betriebsarten „2“ RP, „1“ Basis-LET, „0“ verbesserter LET. Der verbesserte LET wird erreicht, indem die Gastaschen beider Fluten und zusätzlich

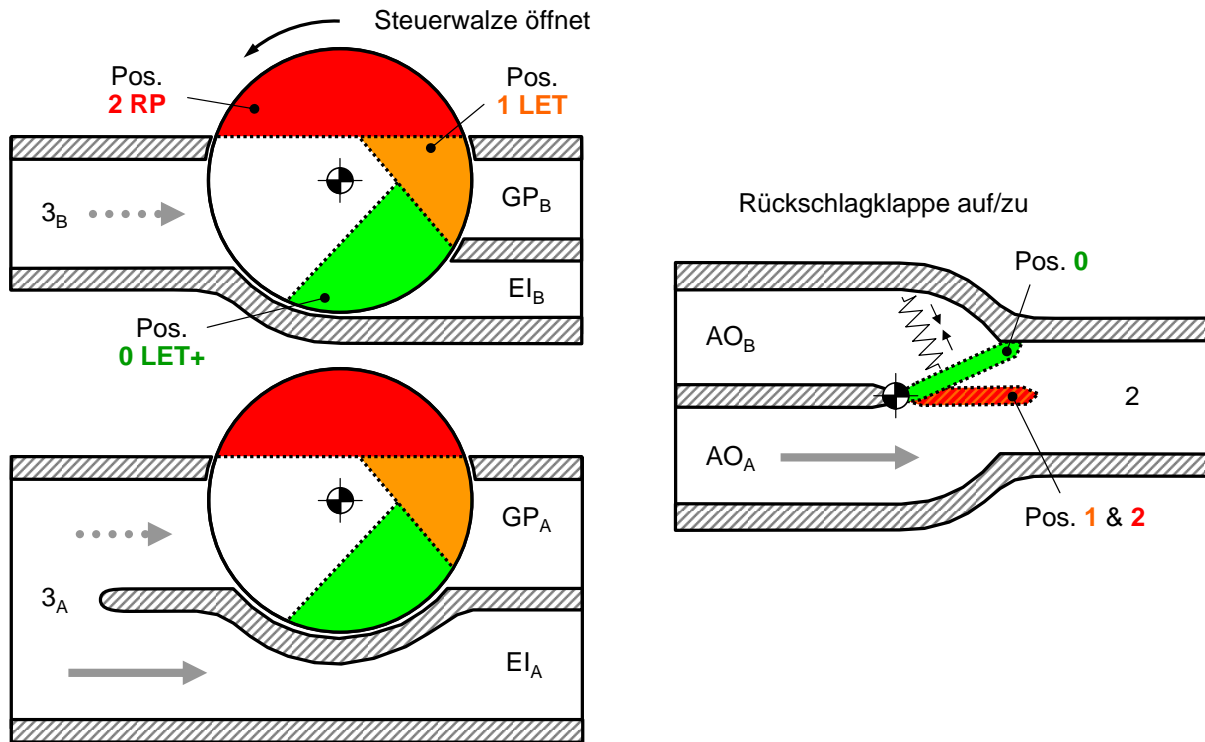


Abbildung 6.15: Funktionsprinzip der variablen Flutenabschaltung GiSD – Heißgasgehäuse Flut B (oben links) und Flut A (unten links), Kaltgasgehäuse (rechts)

Kanal EI der Flut B geschlossen werden. Da nun auch Kanal AO derselben Flut keinen Ladedruck mehr aufbaut, muss dieser ebenfalls geschlossen werden, um ein Rückströmen aus der aktiven Flut zu vermeiden. Hierzu ist es jedoch ausreichend, eine einfache Rückschlagklappe zu verwenden, die bei entsprechender Druckdifferenz Flut B verschließt. Im Abschnitt 6.2.5 wurde die stationäre Steigerung des Drehmoments bei niedriger Abgas-temperatur mittels Flutenabschaltung bereits erläutert. Um den Lastsprung zu bewerten, müssen neben der Wärmekapazität Katalysator jedoch auch die transienten Vorgänge beim Umschalten der Steuerwalze berücksichtigt werden. Aus den Motorprüfstandsmessungen ist bereits bekannt (vgl. 5.17), dass sich das Schließen des GPV kurzzeitig stark negativ auf die Spülrate auswirkt und somit zu transientser AGR führt. Dieser Effekt ist beim Schließen der GiSD auch zu erwarten, da der effektive Querschnitt weiter drastisch reduziert wird. Abb. 6.16 zeigt den Lastsprung bei 1500 min^{-1} beginnend bei Saugvollast für gleiche Katalysator-Starttemperaturen für den Motor mit Hyprex-Druckwellenlader ohne (HX) und mit Flutenabschaltung (HX SD) im Vergleich zum Turbolader-Motor (TL). Der Teil des Lastsprungs von geringer Teillast auf Saugvollast wurde hier nicht simuliert, da die Flutenabschaltung erst nach vollständigem Schließen des GPV stattfindet und zu diesem Zeitpunkt die Last bereits weit über der Saugvollast liegt. Der im Vergleich zum

Turbolader-Motor höhere Mitteldruck bei Saugvolllast ergibt sich aus dem relativ kleinen Abblasquerschnitt in der Steuerwalze.

Bei beiden HX-Varianten schließt zuerst das GPV bei 1000 ms. Bei der Variante HX SD wird zusätzlich Flut B direkt im Anschluss zwischen 1650 und 2000 ms abgeschaltet.

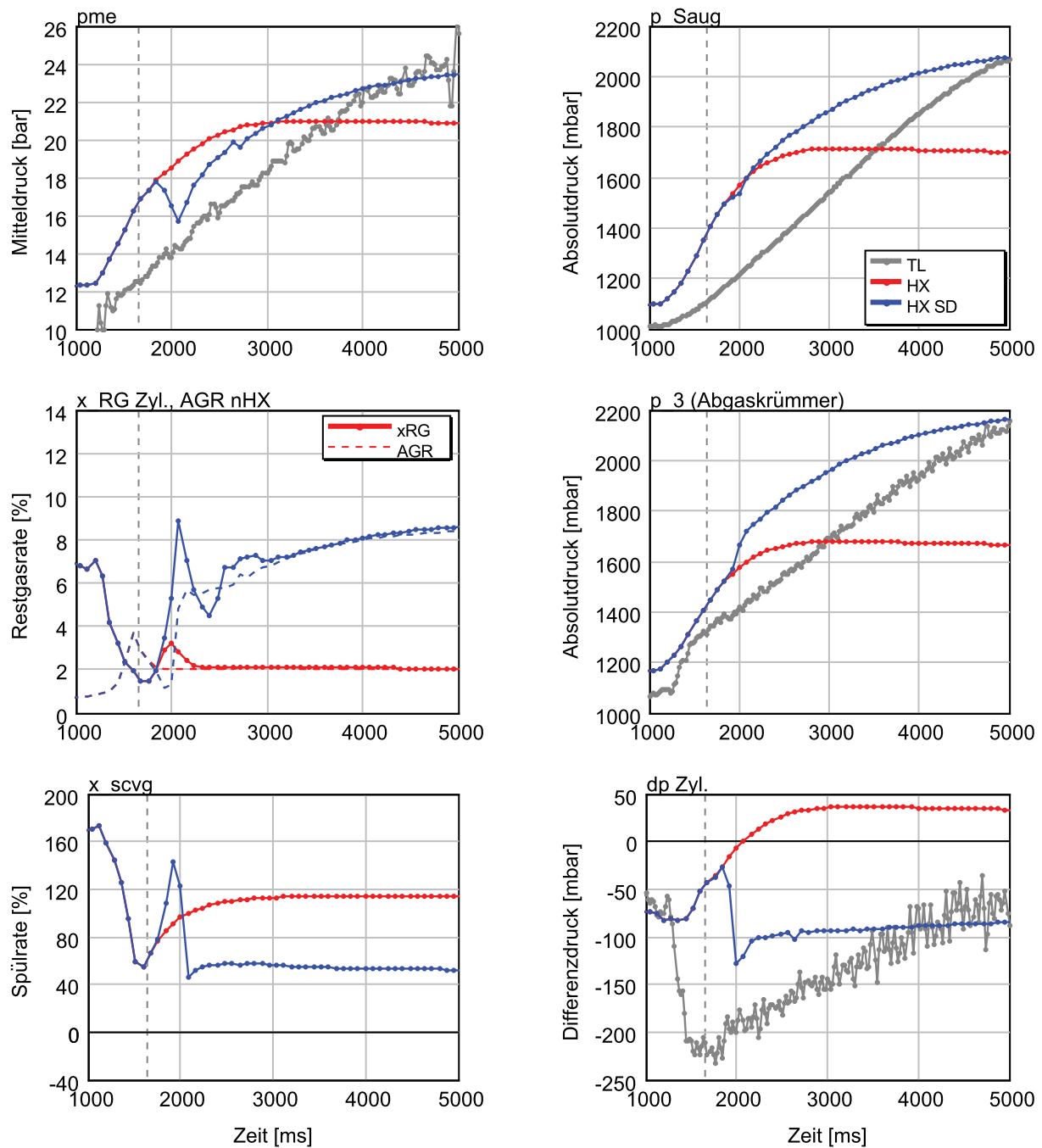


Abbildung 6.16: Lastsprung von 1500 min^{-1} /Saugvolllast, Leckage-Faktor 0,25 – Vollader vs. Flutenabschaltung (SD) bei 500°C Katalysator-Starttemperatur

Dadurch steigt der Druck im Abgaskrümmen, was im Fall des Druckwellenladers p_{3vKat} entspricht, im Vergleich zum Vollader zunächst stark an, während der Saugrohrdruck zuerst leicht fällt und dann langsam ansteigt. Dadurch entsteht ein ungünstigeres Zylinder-Spüldruckgefälle, welches kurzfristig zu einem starken Anstieg des Zylinder-Restgasgehaltes $x_{RG,Zyl}$ und zum Einbruch des effektiven Mitteldrucks führt. Erst ab 3000 ms ist der Ladedruck so hoch, dass der immer noch höhere Restgasgehalt, nun jedoch infolge AGR über dem Zellenrad, kompensiert wird und der Mitteldruck den des Volladers übertrifft. Durch ein kurzzeitiges um 30° KW früheres Auslass-Schließen zwischen 750 und 1500 ms nach Beginn des Lastsprungs (siehe Anhang Abb. A.6, lila Kurve „HX SD FAS-30, 500ms“) lässt sich der maximale transiente Restgasgehalt von 12 auf 9% verringern, wodurch der Einbruch des Mitteldrucks etwas, jedoch für den Fahrzeugbetrieb noch nicht zufriedenstellend, abgemildert wird. Schnelleres oder langsames Schließen von GiSD zeigten gegenüber der hier dargestellten Variante mit 350 ms keinen weiteren Vorteil (siehe Anhang Abb. A.5).

Im Vergleich zum Turbolader-Motor erfolgt der Mitteldruckanstieg mit Hyprex-Vollader zu Beginn des Lastsprungs schneller. Nach 2000 ms ergibt sich jedoch nur ein geringerer stationärer Wert von 21 bar Mitteldruck. Mit Flutenabschaltung hingegen ergibt sich nach etwa 4000 ms nahezu der gleiche stationäre Mitteldruck von etwa 23,5 bar. Zu Beginn des Lastsprungs ist die Temperatur der Ladeluft noch unverändert, erst durch langsames Aufheizen des Ladeluftkühlers steigt diese an. Die Saugrohrtemperatur von 25°C ändert sich daher zunächst kaum und ermöglicht kurzzeitig einen höheren Mitteldruck als im stationären Fall mit 40°C Saugrohrtemperatur.

Während des Hochlaufs ist der Mitteldruck des Hyprex-Motors mit Flutenabschaltung stets höher und fällt auch während des Einbruchs des Mitteldrucks kurz nach Schließen von GiSD nicht unter das Niveau des Turbolader-Motors. Der schnellere Anstieg im Mitteldruck gegenüber dem Turbolader-Motor wird vor allem am Zylinder-Spüldruckgefälle deutlich. Dieses liegt mit Flutenabschaltung zu Anfang des Lastsprungs etwa 150 mbar höher und nimmt mit zunehmender Zeit ab. Nach etwa 3000 ms ist zum Turbolader-Motor kein Unterschied mehr vorhanden. Der höhere Absolutdruck im Saugrohr kompensiert jedoch die hohe Zylinder-Restgasrate, sodass auch der Unterschied im Mitteldruck verschwindet. Um das oben dargestellte Ansprechverhalten zu erzielen, muss die Katalysatortemperatur entsprechend auf 500°C angehoben werden, was bei $1500\text{ min}^{-1}/2\text{ bar}$ immer noch einen Kraftstoffmehrverbrauch von etwa 17 g/kWh bzw. 4,4% erfordert (vgl. Abb. 6.9).

6.3.3 Spülhilfe

Variante 3 umfasst solche Maßnahmen, bei dem der Druckwellenlader dem Abgasnachbehandlungssystem vorgeschaltet ist und somit das Problem der trägen Wärmekapazität umgeht. Dafür muss aber der einfache Drei-Wege-Katalysator aufgrund des mageren Abgases nach Laderaustritt gegen ein selektives Abgasnachbehandlungssystem getauscht werden.

Der oxidative Teil ließe sich platzsparend im Zellenrad unterbringen [61]. Darüber hinaus ist aufgrund des höheren Spülgegendrucks eine zusätzliche Spülhilfe erforderlich, deren Leistungsaufnahme mit dem Motormassenstrom und Spülgegendruck steigt. Um die Spülrate über das Zellenrad zu verbessern, können verschiedene Maßnahmen getroffen werden. Dazu zählen das aktive Einblasen von Druckluft in die Expansionstasche (z. B. unter Ausnutzung des Drucks von Kanal AO), ein von der axialen Form abweichender Rotor unter Ausnutzung strömungsmechanischer Effekte (vgl. [62]) oder ein zusätzliches in Kanal „1“ angeordnetes Spülgebläse.

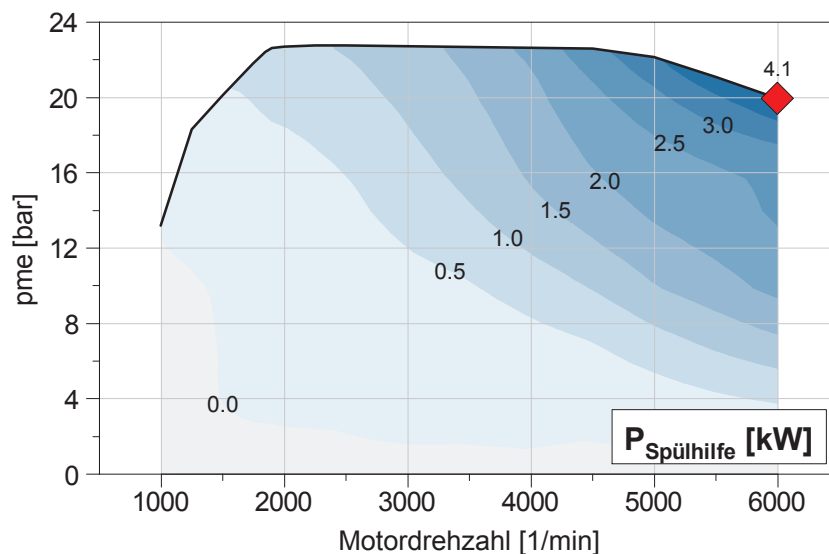


Abbildung 6.17: 6000 min⁻¹/Volllast – theoretisch erforderliche Spülgebläseantriebsleistung bei 400 mbar höherem Druckverlust der Abgasanlage

Letzteres könnte durch einen elektrischen Strömungsverdichter realisiert werden. Abb. 6.17 zeigt den Verlauf der theoretisch erforderlichen Spülgebläseleistung im Kennfeld des vermessenen Motors. Bei einem zusätzlichen Abgasdruckverlust von 400 mbar ergibt sich unter Annahme eines isentropen Verdichterwirkungsgrades von 70 % eine maximale Leistung von 4,1 kW. Diese wird jedoch nur im Nennleistungspunkt benötigt, da dort der höchste Ansaugluftmassenstrom vorliegt. Im normalen Fahrbetrieb, wie z. B. dem Neuen

Europäischen Fahrzyklus NEFZ, wird das Hilfsgebläse nicht benötigt oder ist aufgrund der niedrigen Leistung zu vernachlässigen. Ein Teil der Gebläseleistung ließe sich zudem im Windmühlenbetrieb mithilfe des als Generator wirkenden elektrischen Rotorantriebs rekuperieren. Dazu könnten die Gaskanäle im Winkel entsprechend so angestellt werden, dass im Nennleistungspunkt die entsprechende Antriebsleistung zur Verfügung gestellt werden kann.

Da während des Lastsprungs bei niedriger Motordrehzahl, wie etwa bei 1500 min^{-1} , aufgrund des niedrigen Massenstroms kaum Spülgegendruck anliegt, ist kein Nachteil im Ansprechverhalten durch den Hochlauf des Zusatzverdichters zu erwarten. Im Gegenteil: Dieser bietet zusätzlich den Vorteil, dass durch das nun ladeluftseitig zweistufige System der Ladedruck und somit das Motordrehmoment enorm gesteigert werden kann. Natürlich muss solch ein System dann bezüglich Aufwand und Potenzial auch mit einem Turbolader-Konzept mit elektrisch unterstützter Aufladung, wie z.B. dem E-Booster, verglichen und bewertet werden. Abb. 6.18 zeigt das Schema des Motors mit Druckwellenlader

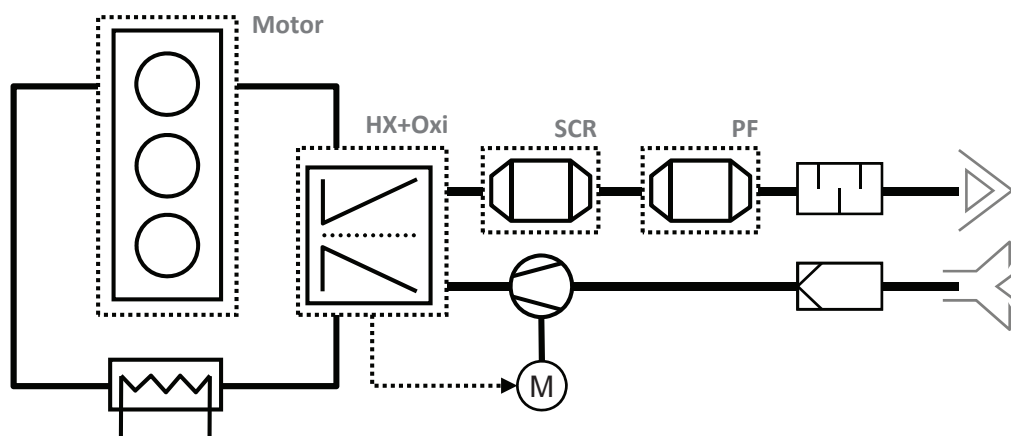


Abbildung 6.18: Schema Motor mit Hyprex-Druckwellenlader und Spülgebläse als Niederdruckstufe

und Spülhilfe. Während für den Ottomotor der Mehraufwand gegenüber dem einfachen 3-Wege-Katalysator relativ groß ist, ist beim Dieselmotor das selektive Abgasnachbehandlungssystem bereits Stand der Technik. Dennoch ließe sich so die hohe zulässige Abgastemperatur des Hyprex-Druckwellenladers von 1050°C nutzen, welche bisher durch die Katalysatoreintrittstemperatur begrenzt ist.

Insbesondere für Dieselmotoren könnte der Druckwellenlader zusätzlich als AGR-Pumpe wirken (vgl. [45]), mithilfe der sich AGR unabhängig von der treibenden Druckdifferenz einstellen ließe. Dadurch könnten die Rohemissionen von Stickoxiden und Partikeln weiter reduzieren werden. Durch die vergleichsweise niedrigeren Abgastemperaturen und damit geringere thermische Dehnung könnten auch die Axialspalte kleiner gewählt werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde sowohl das stationäre Potential als auch das Ansprechverhalten eines Ottomotors mit Hyprex-Druckwellenlader untersucht. Dazu wurden mehrere Hyprex-Druckwellenlader unterschiedlicher Größe am Heißgasprüfstand aufgebaut, um das stationäre Verhalten allein der Komponente experimentell zu ermitteln. Hierfür wurde ein Versuchsprogramm entwickelt, das es ermöglicht, den Druckwellenlader hinsichtlich seiner Ein- und Ausgangsgrößen und insbesondere seiner Aktuatoren vollständig abzubilden. Das Ergebnis sind Kennfelder für jeweils konstante Abgastemperatur, die mithilfe der Nomogramm-Darstellung bereits erste Aussagen über die Interaktion mit dem Verbrennungsmotor ermöglichen. Weiterhin wurden die Einflüsse der drei Aktuatoren Rotordrehzahl, Kantenschieber und Gastaschenventil unabhängig voneinander auf ihren jeweiligen Einfluss auf Wirkungsgrad und Ladedruck des Druckwellenladers untersucht. Der untersuchte Druckwellenlader-Typ soll als Aufladeaggregat für einen 3-Zylinder-Ottomotor mit 1,0l Hubraum dienen. Der untersuchte Motor ist serienmäßig mit einem einstufigen Wastegate-Turbolader ausgestattet. Mithilfe der Nomogramm-Darstellung und des Durchflussverhaltens können anhand des Vergleichs mit dem Serien-Abgasturbolader erste Unterschiede zum Aufladewirkungsgrad und zum voraussichtlichen Gegendruck gemacht werden. Aufgrund seiner steileren Durchsatz-Charakteristik ist mit Druckwellenlader ein geringerer Abgasgegendruck bei hohen Lasten zu erwarten.

Um die Effekte innerhalb des Druckwellenladers zu verstehen und daraufhin für die Weiterentwicklung der Komponente positiv zu beeinflussen, sind die Messergebnisse vom Heißgasprüfstand jedoch unzureichend. Daher wurden verschiedene Teilmodelle unterschiedlicher Komplexität genutzt, um wichtige physikalische Prozesse innerhalb des Druckwellenladers zu verstehen. Daraus wurde ersichtlich, dass die Axialspalte und die damit einhergehende Leckage eine der wichtigsten Einflussgrößen auf den Wirkungsgrad und die Spülrate darstellen. Weiterhin muss die Mischung mithilfe der numerischen Diffusion in der 1-D-Gasdynamik sorgfältig abgestimmt werden, um die Menge des über das Zellenrad rezirkulierten Abgases je nach Betriebszustand richtig abzubilden. Nach Identifizierung der wesentlichen physikalisch und geometrisch basierten Parameter wurde ein Komponenten-Modell auf Basis der eindimensionalen Gasdynamik aufgebaut und

kalibriert, sodass die Messergebnisse vom Heißgasprüfstand nachgebildet werden können. Dieses Komponenten-Modell bildet die Grundlage für das spätere Motormodell.

Die Komponenten-Messergebnisse ließen bereits erste Rückschlüsse auf die Vor- und Nachteile des Hyprex-Druckwellenladers gegenüber dem Basis-Turbolader im stationären Betrieb zu. Jedoch können einige Bedingungen, wie z. B. die Druckpulsation und insbesondere der transiente Betrieb, nur am Motorprüfstand dargestellt werden. Daher wurde der Motor zunächst mit Basis-Turbolader und anschließend mit Hyprex-Druckwellenlader am Motorprüfstand untersucht. Im Fall des Hyprex mussten der Abgaskrümmen mit Katalysator und die Niederdruckleitungen auf die Anforderungen des Druckwellenladers angepasst werden. Für beide Motorkonfigurationen wurden dann stationäre Kennfelder und Lastsprünge bei konstanter Motordrehzahl vermessen, sodass diese direkt miteinander verglichen werden können.

Die Volllast des Turbolader-Motors konnte mit dem verwendeten Hyprex-Druckwellenlader im Bereich niedriger Motordrehzahlen nicht erreicht werden. Die Drehzahl des Beginns des Drehmomentenplateaus (LET) verschiebt sich von 1500 auf 1900 min^{-1} , während die Nennleistung von 92 auf 100 kW, bei gleichzeitig 15 g/kWh geringerem Verbrauch und 100 K geringerer Abgastemperatur, gesteigert werden konnte. Der Grund hierfür liegt zum einen am Durchsatzverhalten des Druckwellenladers und zum anderen am drastisch verringerten Druckverlust der Abgasanlage. Neben dem geringeren Gegendruck bietet der Druckwellenlader die Möglichkeit, in jedem Betriebspunkt Abgas über das Zellenrad rückzuführen. Durch gekühlte AGR kann die Klopfestigkeit und somit der Verbrauch in der aufgeladenen Teillast verbessert werden. Aufgrund der im Motorbetrieb festgestellten, gegenüber der Heißgasprüfstandsmessung noch einmal geringeren, Aufladewirkungsgrade kann im Bereich des LET kein positives Zylinder-Spüldruckgefälle erzielt werden. Zusammen mit der geringen Spülrate und der hohen Abgaspulsation kommt eine mit der Motorlast zunehmende AGR über das Zellenrad hinzu. Infolgedessen steigt der Zylinder-Restgasgehalt und das Zylinder-Spülen fehlt sowohl zur Restgasausspülung als auch zur Erhöhung des Massenstroms über das Aufladeaggregat.

Der Lastsprung bei 2000 min^{-1} zeigt den prinzipiellen Vorteil des Hyprex-Druckwellenladers im Ansprechverhalten. Jedoch erreicht dieser aufgrund der thermischen Trägheit des Katalysators nicht das Enddrehmoment des Turbolader-Motors. Weiterhin wird das Ansprechverhalten durch den Startzeitpunkt und die Schließgeschwindigkeit des Gasta-schenventils begrenzt, da aufgrund des starken Abfalls der Spülrate infolge Drosselklappe-Öffnens ein anschließend zu schnelles GPV-Schließen zu weiterer transienter AGR über das Zellenrad und damit zu einem starken Einbruch des Motordrehmoments führt. Durch Anheben der Rotordrehzahl und der Katalysatortemperatur lässt sich dieses Problem stark verringern.

Da das Drehmoment des am Motorprüfstand untersuchten Hyprex-Motors im stationären LET und damit auch das Ansprechverhalten gegenüber dem Turbolader-Motor noch nicht zufriedenstellend war, wurde ein Ladungswechsel-Simulationsmodell des Motors mit dem bereits kalibrierten Komponenten-Modell aufgebaut, um mit dessen Hilfe entsprechende Verbesserungsmaßnahmen zu untersuchen und die Auswirkungen auf Verbrauch und Ansprechverhalten abschätzen zu können. Durch die Variation sowohl der motor- als auch laderseitigen Stellgrößen konnte kein signifikanter Anstieg im Drehmoment erzielt werden, da diese bereits am Motorprüfstand nahezu optimal eingestellt waren. Auch die Änderung des Katalysatorvolumens in Hinsicht auf Pulsationsdämpfung brachte keinen nennenswerten Vorteil.

Jedoch wurden die Axialspalte erneut als entscheidender Einflussparameter zur Verbesserung aller relevanten Motorbetriebsgrößen identifiziert. Zusätzlich bietet die Reduzierung der Leakagefläche an der Steuerwalze weiteres Potential. Die Reduktion der im Vergleich zur Literatur relativ großen Spaltmaße des vermessenen Laders auf ein viertel führt zu einem Anstieg des effektiven Mitteldrucks bei 1500 min^{-1} von 16,4 auf 22,6 bar, womit der LET des Turboladers erreicht wird. Ausgehend von den reduzierten Spaltmaßen wurde die Auswirkung auf das Ansprechverhalten untersucht. Die sich bei $1500 \text{ min}^{-1}/2 \text{ bar}$ einstellende Katalysatortemperatur von etwa 400°C ergibt ein zu niedriges Drehmoment nach den ersten Sekunden des Lastsprungs. Für dem Turbolader-Motor gleiches Drehmoment müsste die Katalysatortemperatur auf etwa 650°C gesteigert werden. Dadurch würde der Kraftstoffverbrauch um mindestens 11 % ansteigen. Anstelle künstlichen Anhebens der Abgastemperatur wurde als zweite Variante die Verkleinerung des effektiven Querschnitts des Aufladesystems untersucht. Dazu wurde eine variable Flutenabschaltung (GiSD) entwickelt, die ohne zusätzliche aktive Steller umgesetzt werden kann. Dadurch wäre es möglich, bei 1500 min^{-1} das Anheben der Katalysatortemperatur auf 500°C zu reduzieren, wodurch der Kraftstoffverbrauch nur um etwa 4 % stiege. Dennoch ist der Kraftstoffmehrverbrauch unerwünscht.

Abschließend wurde daher ein Motorkonzept aufgezeigt, mit Hilfe dessen sich die Probleme des Ansprechverhaltens bzw. Spülgegendrucks auflösen ließen. Dazu wird der Druckwellenlader direkt nach dem Abgaskrümmner angeordnet, sodass keine thermische Trägheit das Ansprechverhalten und auch die Lastregelung stört. Aufgrund des mageren Abgases nach Druckwellenlader wird anstelle des 3-Wege-Katalysators ein selektives Abgasnachbehandlungssystem eingesetzt, wobei die Funktion Abgasoxidation in das Zellenrad integriert werden kann. Im typischen Betriebsbereich des Neuen Europäischen Fahrzyklus stellt der erhöhte Spülgegendruck kein Problem dar. Lediglich bei höherer Motorleistung ist ein Spülgebläse erforderlich, welches im Nennleistungspunkt des hier untersuchten Motors 1,0l-Ottomotors eine maximale Verdichterleistung von etwa 4 kW

aufweisen muss. Das Gebläse wird dabei dem Druckwellenlader saugluftseitig vorgeschaltet, sodass dieses für die zweistufige Aufladung genutzt werden kann. Während beim Ottomotor der zusätzliche Aufwand aufgrund des Abgasnachbehandlungssystems relativ groß ist, ist dieses beim Dieselmotor bereits vorhanden. Zusätzlich kann der Druckwellenlader als AGR-Pumpe genutzt werden, um in nahezu jedem Betriebspunkt gekühlte AGR zu fördern.

Literaturverzeichnis

- [1] PUCHER, H. ; ZINNER, K.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*. 4. Auflage. Springer Vieweg, 2012. – ISBN 978-3-642-28989-7
- [2] GOLLOCH, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. – ISBN 978-3-540-23883-6
- [3] AKBARI, P. ; NALIM, R. ; MUELLER, N.: A Review of Wave Rotor Technology and Its Applications. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME* 128 (2006)
- [4] REAL, P.: Die 3000-kW-Gasturbinen-Lokomotivgruppe. In: *Brown Boveri Mitteilungen* (1946), Nr. 10, S. 270-271
- [5] AKBARI, P. ; MUELLER, N.: Preliminary Design Procedure for Gas Turbine Topping Reverse-Flow Wave Rotors. In: *International Gas Turbine Congress, Tokyo* (2003)
- [6] KENTFIELD, J. A. C.: *Nonsteady, one-dimensional, internal, compressible flows - Theory and applications*. Bd. 31. Oxford University Press Oxford, 1993
- [7] ABB TURBO SYSTEMS AG: 100 Jahre Turbolader. In: *Turbo Magazine, Sonderdruck 2/2005* (2005)
- [8] CROES, N.: Die Wirkungsweise der Taschen des Druckwellenladers Compresx. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 40 (1979), Nr. 2
- [9] BERCHTOLD, M. ; NIEDERMANN, E.: Diesel Engine Supercharged by the Aerodynamic Wave Machine. In: *ETH-Patent Nr. 2 853 987, United States Patent Office* (1958)
- [10] BERCHTOLD, M.: Druckwellenaufladung für kleine Fahrzeug-Dieselmotoren. In: *Schweizerische Bauzeitung* 79 (1961)
- [11] HÖRLER, H.: *Abschätzung der Verluste in instationär-gasdynamischen Kanaltrommel-Drucktauschern*, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Diss., 1969

- [12] LUTZ, T. ; SCHOLZ, R.: Über die Aufladung von Fahrzeug-Dieselmotoren mittels Comprex Drucktauschers. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 28 (1967), Nr. 5
- [13] JANSSENS, J. P.: *Simulation of the Unsteady Non-Homentropic Flow in Pressure Wave Machinery Using the Massflow Defect Concept*, Katholieke Universiteit Leuven, Diss., 1992
- [14] HOEPKE, E.: Comprex-Druckwellenlader von BBC in Dieselfahrzeugen. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 44 (1983), Nr. 9
- [15] TAUSSIG, R. ; HERTZBERG, A.: Wave Rotors for Turbomachinery. In: *Winter Annual Meeting of the ASME* (1984)
- [16] WUNSCH, A.: Beurteilung der Geräuschentwicklung ungleichmäßig geteilter Läufer von Druckwellenmaschinen mit Hilfe der Fourieranalyse. In: *Schweizerische Bauzeitung* 88 (1970), Nr. 30
- [17] MAYER, A.: Comprex Supercharger for Vehicle Diesel Engines. In: *Diesel and Gas Turbine Worldwide* (1981)
- [18] GYGAX, J. ; SCHNEIDER, G.: Betriebserfahrungen mit dem Druckwellenlader Comprex im Opel Senator. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 49 (1988), Nr. 9
- [19] ZEHNDER, G. ; MAYER, A. ; MATTHEWS, L.: The Free Running Comprex. In: *SAE Technical Paper Series* (1989), Nr. 890452
- [20] HIERETH, H.: Car Tests with a Free Running Pressure Wave Charger - A Study for an Advanced Supercharging System. In: *SAE Technical Paper Series* (1989), Nr. 890453
- [21] MAYER, A. ; ODA, J. ; KATO, K. ; HAASE, W. ; FRIED, R.: Extruded Ceramic - A New Technology for the Comprex Rotor. In: *SAE Technical Paper Series* (1989), Nr. 890425
- [22] JENNY, E. ; HANSEL, J. ; MAYER, A.: The Transient Behaviour of Supercharged Passenger Car Diesel Engines Fitted with Particulate Traps. In: *SAE Technical Paper Series* (1989), Nr. 890171
- [23] FLÜCKIGER, L. ; TAFEL, S.: Hochaufladung mit Druckwellenlader für Ottomotoren. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 67 (2006), Nr. 12
- [24] GUZELLA, L. ; MARTIN, R.: Das SAVE-Motorkonzept. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 59 (1998), Nr. 10

- [25] WEBER, F.: *Mean Value Modeling of a Pressure Wave Superecharger Including Exhaust Gas Recirculation Effects*, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Diss., 2001
- [26] SPRING, P.: *Modeling and Control of Pressure-Wave Supercharged Engine Systems*, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Diss., 2006
- [27] Kap. 7 - Lineares und nichtlineares Stoßwellenrohr In: SCHNERR, G. H. ; SCHMIDT, S.: *Übung zur Vorlesung Gasdynamik*. Vorlesungsskript Sommersemester 2009. Fachgebiet Gasdynamik der Technische Universität München, 2009
- [28] Kap. Instationäre Strömung in einem Stoßwellenrohr In: LECHER, S.: *Numerische Strömungsberechnung*. 1. Auflage. Vieweg+Teubner, 2009. – ISBN 978-3-8348-0439-6
- [29] AKBARI, P. ; MUELLER, N.: Gas Dynamic design Analyses of Charging Zone for Reverse-Flow Pressure Wave Superchargers. In: *Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, Salzburg* (2003)
- [30] Kap. 4.2 Physical Analysis of One-Dimensional Wave Propagation In: WEBER, H. E.: *Shock Wave Engine Design*. John Wiley & Sons, 1995
- [31] Kap. 4 - Stoßwellen In: KLEY, W.: *Theoretische Astrophysik*. Vorlesungsskript 01/2008. Institut für Astronomie & Astrophysik Universität Tübingen, 2008
- [32] SEIFERT, H.: *Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen - Die Berechnung nach der Charakteristikenmethode*. Springer-Verlag, Heidelberg, 1962
- [33] Kap. 5.3 - Instationäre Strömungsvorgänge In: KÜNTSCHER, V. ; HOFFMANN, W.: *Kraftfahrzeugmotoren - Auslegung und Konstruktion*. Vogel Business Media, 2006. – ISBN 978-3-8343-3000-0
- [34] DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR AKUSTIK E.V.: Akustische Wellen und Felder. In: *DEGA-Empfehlung 101* (2006)
- [35] MAYER, A. ; EI-NASHAR, I. ; KOMAUER, C.: Kennfeldverhalten und Auslegungsmethode beim Druckwellenlader Comprex - Teil 1. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 87 (1985), Nr. 4
- [36] GYARMATHY, G.: How Does the Comprex Pressure-Wave Supercharger Work? In: *SAE Technical Paper Series* (1983), Nr. 830234
- [37] WALEFFE, J. ; JENNY, E. ; MÜLLER, K.: Brennkraftmaschine mit einem als Aufladegerät wirkenden Druckaustauscher. In: *BBC-Patent Nr. CH 378 595*, Eidgenössisches Amt für geistiges Eigentum (1964)

- [38] TATSUTOMI, Y. ; YOSHIKAWA, K. ; KOMAGAMINE, M.: Dieselmotor mit Comprex-Aufladung für den Mazda 626 Capella. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 51 (1990), Nr. 3
- [39] SEIPPEL, C.: Pressure Exchanger. In: *BBC-Patent Nr. 2 399 394, United States Patent Office* (1946)
- [40] ROGER, M. ; WENGER, U.: Gasdynamische Druckwellenmaschine. In: *Swissauto-Patent Nr. EP 0 899 434 A1, Europäisches Patentamt* (1999)
- [41] WENGER, U. ; ROGER, M.: Gasdynamische Druckwellenmaschine. In: *Swissauto-Patent Nr. EP 1 007 829 B1, Europäisches Patentamt* (1999)
- [42] DE HALLER, P.: Über eine grafische Methode der Gasdynamik. In: *Technische Rundschau Sulzer* 1 (1945)
- [43] JENNY, E.: *Berechnungen und Modellversuche über Druckwellen großer Amplitude in Auspuffleitungen*, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Diss., 1949
- [44] ZEHNDER, G.: Entwicklungsaufgaben an der gasdynamischen Druckwellenmaschine Comprex. In: *Schweizerische Bauzeitung* 88 (1970), Nr. 30
- [45] AMSTUTZ, A.: *Geregelte Abgasrückführung zur Senkung der Stickoxid- und Partikelemissionen beim Dieselmotor mit Comprex-Aufladung*, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Diss., 1991
- [46] WELCH, G. E.: Two-Dimensional Computational Model for Wave Rotor Flow Dynamics. In: *41st Turbo Expo '96, International Gas Turbine Institute of the American Society of Mechanical Engineers* (1996)
- [47] POHOŘELSKÝ, L. et al.: Simulation of a COMPRES Pressure Exchanger in a 1-D Code. In: *SAE International 2004-01-1000* (2004)
- [48] POHOŘELSKÝ, L. et al.: Study of Pressure Wave Supercharger Potential using a 1-D and a 0-D Approach. In: *SAE International 2011-01-1143* (2011)
- [49] MMT MOVING MAGNET TECHNOLOGIES SA: Brushless DC Motor for Air Compressor, Measurement Report MM132 for Integral Shaft Hyprex. (2011)
- [50] GRIGORIADIS, P. ; BINDER, E. ; BÖTTCHER, L. et al.: Advanced Turbocharger Model for 1D ICE Simulation - Part I. In: *SAE International 2013-01-0581* (2013)
- [51] BERCHTOLD, M.: Zur Entwicklung der instationären Gasdynamik. In: *Schweizerische Bauzeitung* 78 (1960)

- [52] GAMMA TECHNOLOGIES: GT-Power User's Manual Version 7.2. (2011)
- [53] BINDER, E.: Differenzdruckmessung an einem Druckwellenlader. In: *Benteler/IAV-Patent Nr. DE 10 2011-052749-A1, Deutsche Patent- und Markenamt* (2013)
- [54] Kap. 4 - Finite-Volumen-Methoden In: FERZIGER, J. H. ; PERIĆ, M.: *Numerische Strömungsmechanik*. Springer-Verlag, 2008. – ISBN 978-3-540-67586-0
- [55] OKAMOTO, K. ; YAMAGUCHI, K. ; ARAKI, M. ; NAGASHIMA, T.: Shock Wave Observations in Narrow Tubes for Parametric Study on Micro Wave Rotor Design. In: *Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows ISAIF* (2007)
- [56] Kap. 8, Miscellaneous Losses In: ROELKE, R. J.: *Turbine Design and Applications*. NASA SP-290, 1994
- [57] RÖPKE, K. ; GAITZSCH, R. ; HAUKE, C. et al.: *DoE - Design of Experiments, Methoden und Anwendungen in der Motorenentwicklung*. Bd. 272. Verlag Moderne Industrie, 2005. – ISBN 978-3-937889-10-8
- [58] KUX, S. ; PARSCHE, U.: Effektive Optimierungsverfahren im Auslegungsprozess für Kettentriebe. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 1
- [59] SEIFFERT, T. *Experimentelle Untersuchungen und Simulation zur Bewertung des Ansprechverhaltens eines Ottomotors mit Druckwellenaufladung*. 2012
- [60] BINDER, E.: GPV Integrated Scroll Deactivation. In: *Benteler/IAV-Patent Nr. DE 10 2013-104713.0, Deutsche Patent- und Markenamt* (2014)
- [61] DONES, R. P.: Pressure Wave Supercharger having a Stationary Cellular Member. In: *Patent Nr. 5 284 123 United States Patent* (1994)
- [62] JENNY, E.: Die Druckwellen-Maschine Compres als Oberstufe einer Gasturbine - Teil 1. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 34 (1973), Nr. 10, S. 329-335

A Anhang

A.1 Versuchsträger – Druckwellenlader

Lader-Typ (Nr.)		C 110 ETH	HX116	HX94 (1)	HX94 (2)
Baujahr	—	1964	2011	2012	2012
$T_{3,max}$	°C	670	1050	1050	1050
L_{Rotor}	mm	108	116	94	94
D_{Rotor}	mm	110	116	94	94
A_{Zelle}	mm ²	49,7	47,5	31,3	31,3
Zellen-Reihen	—	2	2	3	3
Wandstärke	mm	0,8	0,4	0,3	0,3
Spaltmaß kalt					
Soll	mm	0,065	0,20	0,15	0,15
Ist	mm	—	—	—	0,35
min	mm	—	—	—	0,25
max	mm	—	—	—	0,45
Spaltmaß heiß					
Soll	mm	0,15	—	0,25	0,25
Ist	mm	—	—	—	0,23
min	mm	—	—	—	0,12
max	mm	—	—	—	0,34

Tabelle A.1: Kenndaten der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Druckwellenlader im Vergleich zu Literaturangaben [11]

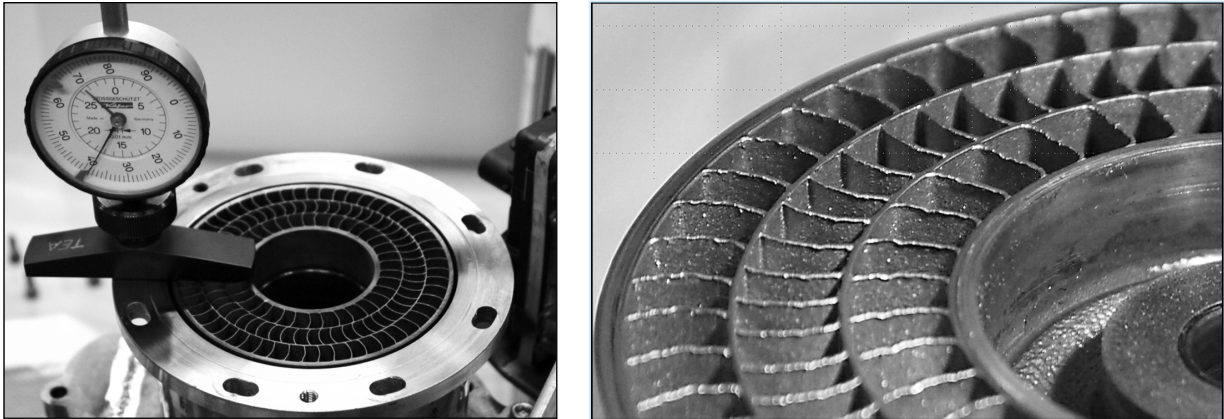


Abbildung A.1: Zellenrad des HX94-Druckwellenladers „HX 2“ nach Abschluss der Motorversuche – heißgasseitige (links) und kaltgasseitige Stirnseite (rechts) mit Beschädigungen an den Zellenwänden

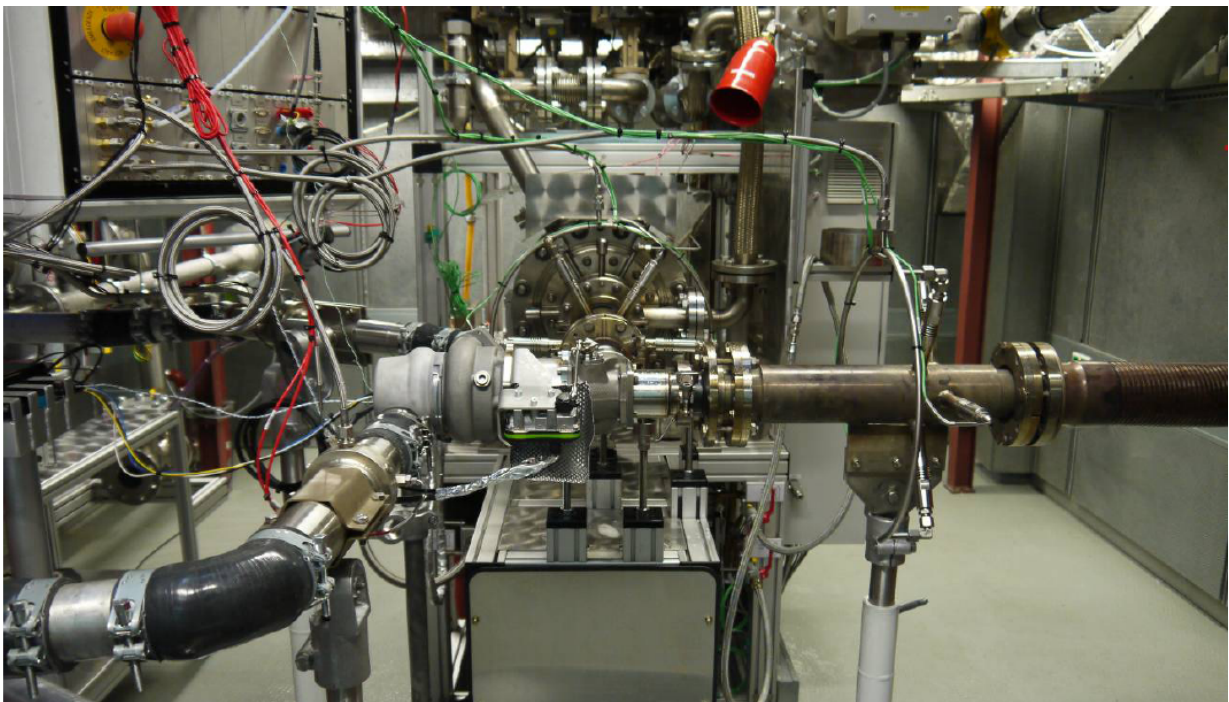


Abbildung A.2: Versuchsaufbau des HX94 am Heißgasprüfstand der IAV GmbH, Frontansicht Brennkammer

A.2 Versuchsträger – Motor

Hubraum	998 cm ³
Zündfolge	1-2-3
Verdichtung	10,0
Hub/Bohrung	1,14
Einspritzsystem	DI, zentral, 150 bar
Ladungswechsel	Phasensteller Einlass/Auslass: 45 °KW/45 °KW integrierter gekühlter Abgaskrümmter
Aufladung	Wastegate ATL, einflutig, 1050 °C
max. Leistung	92 kW bei 6000 min ⁻¹
max. Drehmoment	180 Nm bei 1500 – 4500 min ⁻¹ Over-Boost (kurzfristig) 200 Nm
Emissionstufe	Euro 5

Tabelle A.2: Kenndaten des Versuchsmotors (Basiskonfiguration)

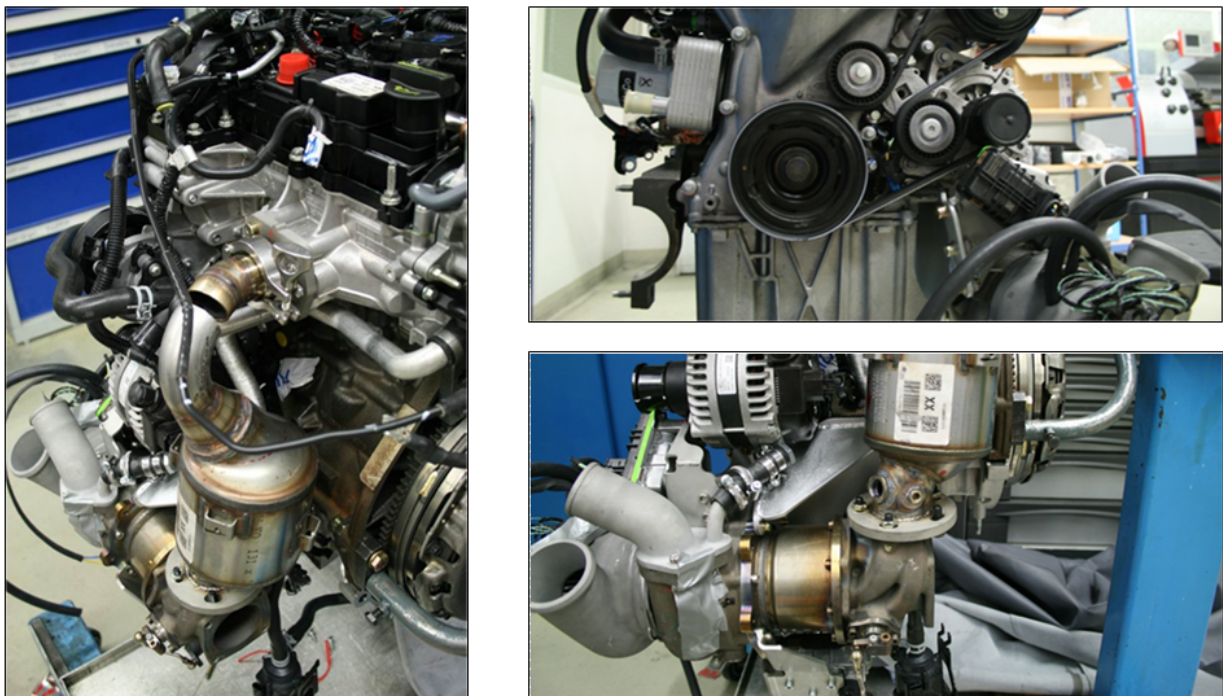


Abbildung A.3: Anpassung des Abgaskrümmers mit Drei-Wege-Katalysator an den Hyprex-Druckwellenlader

A.3 Versuchsaufbau Motor mit Druckwellenlader

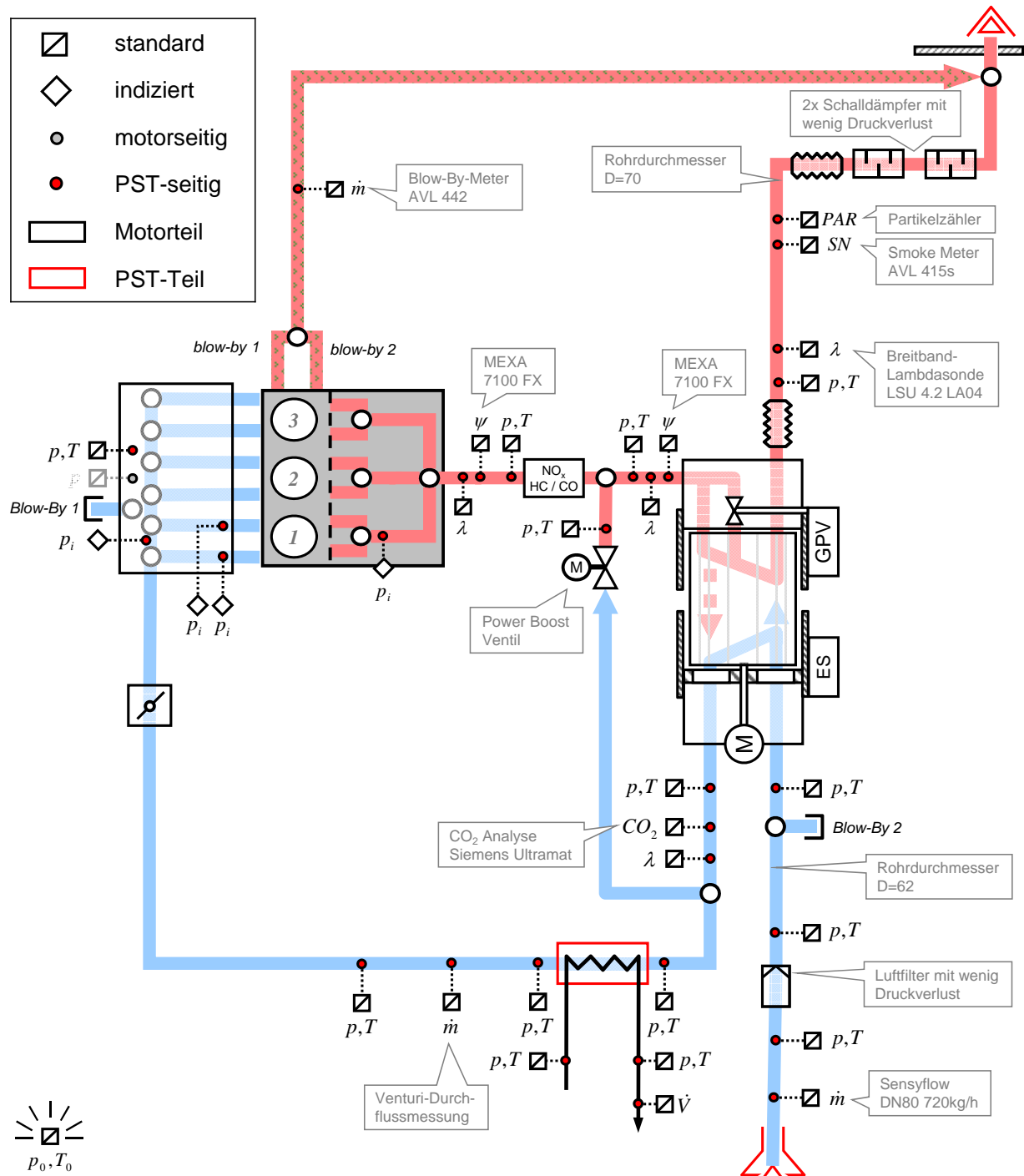


Abbildung A.4: Versuchsaufbau Motor mit Druckwellenlader am Motorprüfstand der IAV GmbH, Luftpfad (blau) und Abgaspfad (rot)

A.4 Berechnungsgrößen

Soweit nicht anders angegeben, wird stets der anhand von Kraftstoffmassenstrom und Verbrennungsluftverhältnis berechnete Ladeluftmassenstrom verwendet:

$$\dot{m}_2 = \lambda_{V,Abg} \cdot \dot{m}_{Kr} L_{min} \quad (\text{A.1})$$

Gasentnahme durch die Gasanalyse und Blow-By-Massenstrom werden hierbei vernachlässigt. Bei deaktivierter Motorabgasanalyse wird der Messwert für $\lambda_{V,Abg}$ von der Lambda-Sonde verwendet. Die Lambda-Sonde wurde zu Beginn der Messreihe jeweils auf die Messwerte der Motorabgasanalyse kalibriert. Die Spülrate kann nun mithilfe dieses und des direkten Messwertes der Reinluft bestimmt werden:

$$x_{scvg} = \frac{\dot{m}_1 - \dot{m}_2}{\dot{m}_2} \quad (\text{A.2})$$

Die Konzentration des Abgases in der Ladeluft wird mithilfe der Motorabgasanalyse und der CO_2 -Konzentration bestimmt:

$$x_{EG,2} = \frac{[\text{CO}_2]_2}{[\text{CO}_2]_3} \quad (\text{A.3})$$

Als CO_2 -Konzentration des Abgases wird der Messwert der Gasentnahme nach Katalysator „3“ verwendet, welche dem Eintritt in den Hyprex-Druckwellenlader entspricht. Da sich der über das *Power-Boost*-Ventil eingeleitete Massenstrom auf einer sehr kurzen Rohrstrecke nicht komplett vermischt, gilt der Messwert nur bei geschlossenem Ventil. Für die Lastsprünge wurden die schnelleren Messwerte der Lambda-Sonden verwendet. Dafür wurde eine zusätzliche Lambda-Sonde nach Hyprex-Ladeluftaustritt platziert.

A.5 Motormodell – Flutenabschaltung

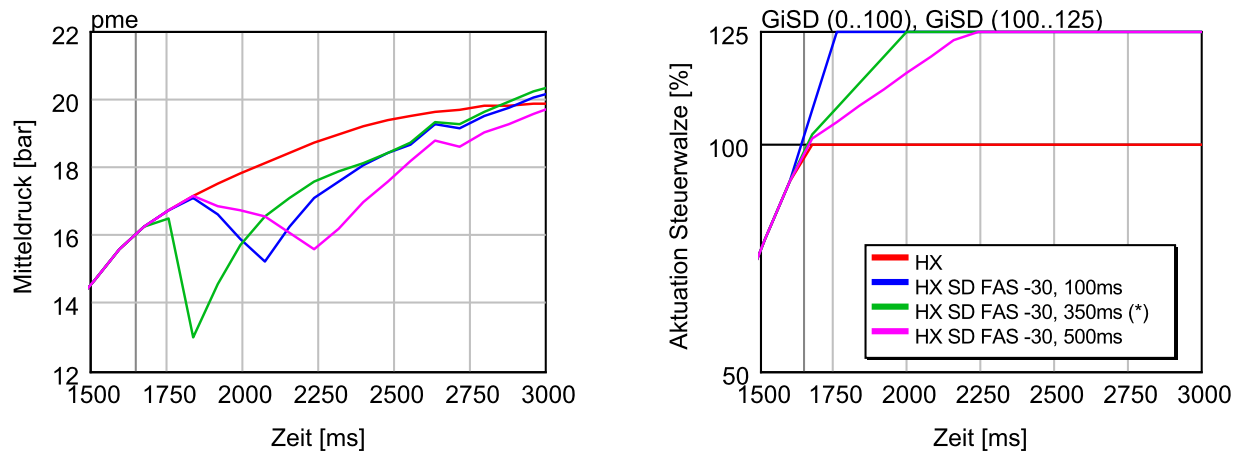


Abbildung A.5: Lastsprung von 1500 min^{-1} /Saugvolllast, $f_{\text{Leckage}} = 0,25$, $T_{\text{Saug}} = 40^\circ\text{C}$, $T_{\text{Kat}} = 500^\circ\text{C}$ – Vollader vs. GiSD bei unterschiedlichen GiSD-Schließzeiten, (*) = verwendete Variante

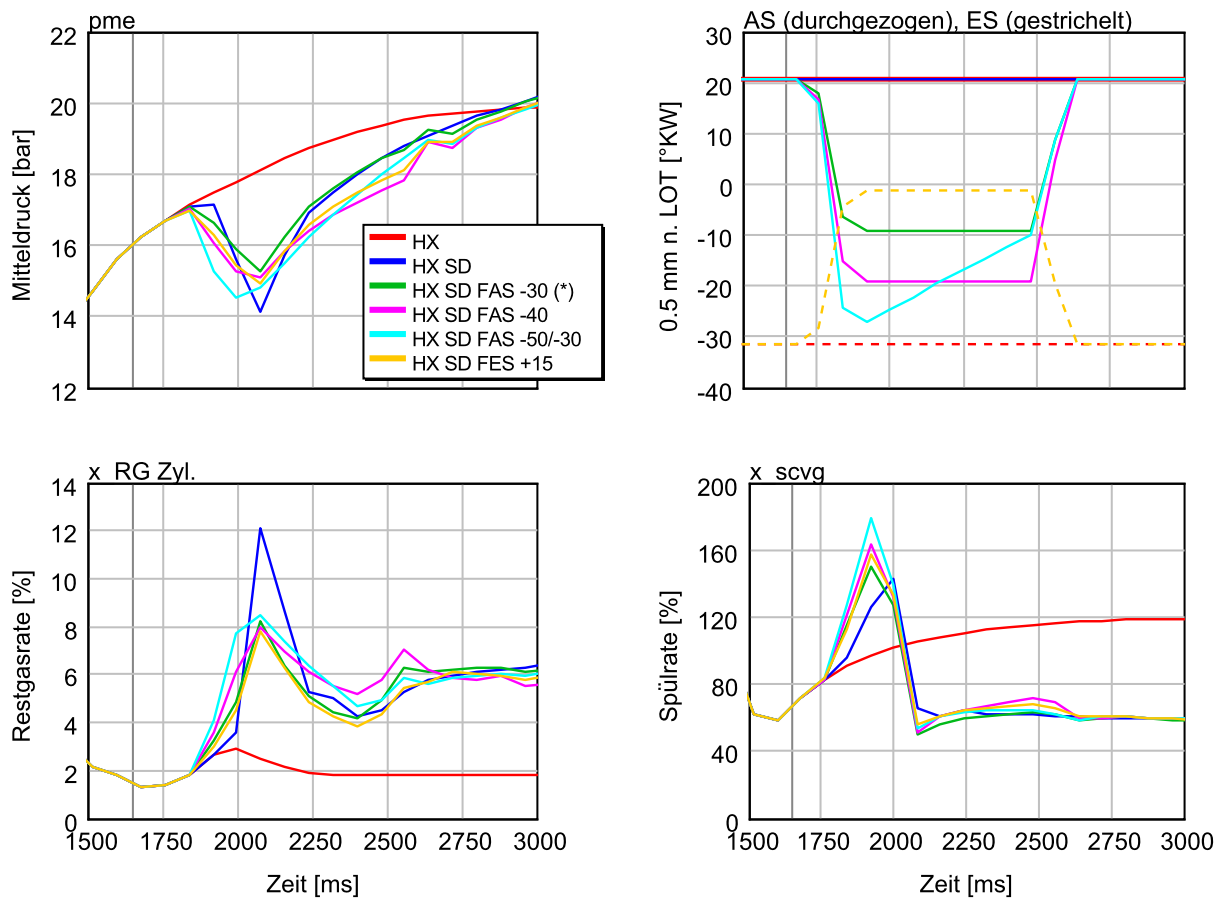



Abbildung A.6: Lastsprung wie oben – Variation der transienten Ventilsteuerzeiten



ISBN XXX
ISSN 2199-708X

